А. Н. ГОНЧАРОВ

ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ И ЕГО МОНТАЖ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ

Допущено Министерством энергетики и электрификации СССР в качестве учебника для учащихся гидроэнергетических и энергостроительных техникумов

«ЭНЕРГИЯ» ● МОСКВА 1972

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий учебник предназначен для учащихся гидроэнергетических техникумов по специальности «Монтаж и эксплуатация гидроэнергетических установок» и является основным учебным пособием по курсу «Гидроэнергетическое оборудование гидроэлектростанций и его монтаж».

В первой части учебника (гл. 1—5), содержащей описательный курс гидроагрегатов, изложены основные понятия об использовании водной энергии, общие положения теории рабочего процесса гидротурбин, вопросы компоновок и конструктивного выполнения гидротурбин, гидрогенераторов, автоматических регуляторов скорости и общестанционных устройств гидроэлектростанций.

В соответствии с основным назначением учебника во второй части его более подробно рассмотрены вопросы монтажных работ по гидроэнергетическому оборудованию (гл. 6—11). В связи с тем, что основным фактором, решающим качественное и успешное осуществление монтажа гидроагрегатов в необходимые сроки, является организация монтажных работ, в учебнике изложены современные методы технической организации, подготовки и выполнения монтажа гидроэнергетического оборудования, а также вопросы проектирования производства монтажных работ. Достаточно подробно и глубоко рассмотрены технология монтажа вертикальных и горизонтальных гидроагрегатов и их вспомогательного оборудования, состав и объем работ по монтажной наладке механической части агрегатов и необходимых при этом испытаний, процесс ввода гидроагрегатов в эксплуатацию, методы выполнения энергетических и механических испытаний введенного гидроэнергетического оборудования.

Основы теории гидрогенераторов, являющиеся вопросами электротехническими и не относящимися к специализации техника-гидромеханика, в учебнике не рассматриваются.

Электромонтажные работы по укладке на месте установки обмоток статоров крупных гидрогенераторов и электрическим соединениям генераторов, выполняемые в монтажных условиях в каждом отдельном случае по специальной технологии завода-изготовителя, также не относятся к профилю работы гидромеханика, и поэтому в учебнике приведены только общие указания по организации и технологии этих работ.

Во втором издании учебника, кроме общего просмотра, тщательного редактирования и приведения содержания учебника в соответствие с современным состоянием гидроэнергомашиностроения и гидроэнергостроительства, значительно переработаны и дополнены гл. 1—5, 8—10.

При подготовке рукописи второго издания автором с признательностью учтены замечания и пожелания по содержанию учебника преподавательского состава ряда гидроэнергетических техникумов.

Прошу все замечания и пожелания по содержанию настоящего учебника направлять по адресу: Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10, издательство «Энергия».

Автор

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлические двигатели, применявшиеся в промышленности России и за рубежом до XIX в., представляли собой различного типа водяные колеса, вращающиеся под действием только веса воды или скоростной энергии потока. Водяные колеса как двигатели имели ряд существенных недостатков: громоздкость, малую скорость вращения и низкий к. п. д., а главное — с их помощью невозможно было получить большие мощности. Так, водяное колесо диаметром 9,15 *м* при напоре 5,2 *м*, работавшее на Кренгольмской мануфактуре в г. Нарве до 1874 г., развивало мощность всего 330 *квт* при скорости вращения 4—4,5 *об/мин*.

В начале XIX в. была создана гидравлическая турбина, которая стала быстро вытеснять водяные колеса, особенно в промышленности, где требовались более значительные мощности. Гидравлическая турбина по сравнению с водяным колесом дала возможность получать большие мощности в одном агрегате при сравнительно высоких скоростях вращения и достаточно простой связи турбины с потребляющей ее энергию машиной.

Особенно важное значение получило гидротурбостроение в конце XIX и начале XX вв. в связи с широким развитием электротехнической промышленности и появлением возможности получения больших количеств электроэнергии на создаваемых для этой цели гидроэлектростанциях и передачи ее на значительные расстояния.

Использование гидравлической энергии в дореволюционной России находилось на чрезвычайно низком уровне, а гидротурбостроение по существу отсутствовало.

Развитие гидроэнергетики в России началось только после Великой Октябрьской социалистической революции. По утвержденному в 1920 г. государственному плану электрификации (ГОЭЛРО), составленному по инициативе В. И. Ленина, в течение 10—15 лет надлежало построить 30 электростанций общей мощностью 1 750 000 *квт*, в том числе 10 гидроэлектростанций мощностью 640 000 *квт* (Волховскую, Нижне- и Верхне-Свирские, Днепровскую и др.).

Первая крупная гидроэлектростанция — Волховская мощностью 66 000 *квт* была введена в эксплуатацию в 1926 г., в 1932 г. начала работать Днепровская ГЭС имени В. И. Ленина мощностью 650 000 *квт*, а к 1937 г. общая мощность гидроэлектростанций страны составляла уже 1 400 000 *квт*.

Особенно быстро гидроэнергетика начала развиваться в послевоенные годы, и в настоящее время мощность гидроэлектростанций Советского Союза составляет свыше 30 млн. *квт* с выработкой электроэнергии до 120 млрд. *квт·ч*.

Гидроэлектростанции, используя непрерывно возобновляющиеся энергетические ресурсы рек, являются высокорентабельным и долговечным источником электроснабжения народного хозяйства. Они отличаются надежностью в работе и низкой стоимостью вырабатываемой электроэнергии. Высокая маневренность гидроэлектростанций и готовность их немедленно принимать нагрузку имеют особенно важное значение при работе гидроэлектростанции в энергосистеме для покрытия пиков электропотребления и выравнивания графиков нагрузки системы. В свя-

зи с этим, а также учитывая достаточные запасы гидроэнергетических ресурсов, в ближайшие годы намечается продолжение роста общей мощности гидроэлектростанций. Такое развитие отечественной гидроэнергетики может быть обеспечено только строительством в основном крупных многоагрегатных гидроэлектростанций с установкой на них мощных уникальных гидроагрегатов.

Отечественное гидроэнергомашиностроение за послевоенный период достигло значительных успехов в конструировании и изготовлении основного технологического оборудования для строящихся гидроэлектростанций. В связи со все увеличивающейся потребностью народного хозяйства страны в электроэнергии основной тенденцией развития современного гидроэнергомашиностроения является повышение единичной мощности гидроагрегатов, так как это дает возможность получения больших мощностей на одной гидроэлектростанции при уменьшении удельной металлоемкости и стоимости гидротурбин и генераторов. Так, агрегаты с поворотнолопастными турбинами Волжских ГЭС имени В. И. Ленина и XXII съезда КПСС, имеющие рабочие колеса диаметром 9,3 *м* мощностью 115 тыс. *квт*, и Саратовской ГЭС с рабочим колесом диаметром 10,3 *м* мощностью 60 тыс. *квт* по размерам и мощности значительно превосходят зарубежные агрегаты аналогичного типа. На Братской гидроэлектростанции имени 50-летия Великого Октября работают агрегаты мощностью по 250 тыс. *квт*. Для Нурекской ГЭС изготовляются агрегаты по 300 тыс. *квт*, уникальные гидроагрегаты Красноярской ГЭС имеют мощность 500 тыс. *квт*, а для Саянской ГЭС создаются гидроагрегаты мощностью по 640 тыс. *квт* с радиально-осевыми турбинами диаметром рабочего колеса 7,5 *м*.

Энергетический агрегат гидроэлектростанции состоит из гидротурбины, непосредственно соединенного с ней гидрогенератора и вспомогательного оборудования, необходимого для обеспечения нормальной работы агрегата. Гидротурбины и гидрогенераторы разрабатываются и изготовляются различными заводами, однако конструируются они как части единого гидроагрегата. Только общая компоновка применительно к зданию ГЭС и наиболее целесообразное сочетание конструктивных и технологических решений, принятых совместно для турбины и генератора, дают возможность создать надежный энергетический агрегат с высокими энергетическими, эксплуатационными и экономическими показателями.

На средних и крупных современных гидроэлектростанциях устанавливаются в основном вертикальные гидроагрегаты. Горизонтальные агрегаты ранее широко применялись для оборудования небольших преимущественно сельских гидроэлектростанций. Однако в последние годы горизонтальные гидроагрегаты начали устанавливаться и на более мощных гидроэлектростанциях.

В европейской части Советского Союза преобладают средне- и низконапорные гидроэлектростанции с напорами до 40 *м* и вертикальными агрегатами, состоящими из генератора и поворотнолопастной турбины. Общий вид такого современного гидроагрегата с поворотнолопастной турбиной показан на рис. В-1.

На Дальнем Востоке и в Сибири сооружаются в основном мощные средне- и высоконапорные гидроэлектростанции с напорами до 200 *м*, а на Кавказе и в Средней Азии — высоконапорные гидроэлектростанции с напорами до 500 *м*. Развитие гидроэнергетики этих районов потребовало создания крупных гидроагрегатов с радиально-осевыми турбинами. На рис. В-2 приведен общий вид крупнейшего в мире гидроагрегата Красноярской ГЭС с радиально-осевой турбиной диаметром рабочего колеса 7,5 *м* мощностью 500 тыс. *квт*.

В связи с ростом потребности укрупненных энергосистем в пиковой энергии все большее значение начинают приобретать и гидроаккумули-

рующие электростанции (ГАЭС) как основное средство для выравнивания нагрузок. Эти станции требуют применения специальных видов гидроэнергетического оборудования: обратимых машин (турбина — насос) и обратимых двигателей — генераторов. В настоящее время такие первые агрегаты и установлены на Киевской ГАЭС.

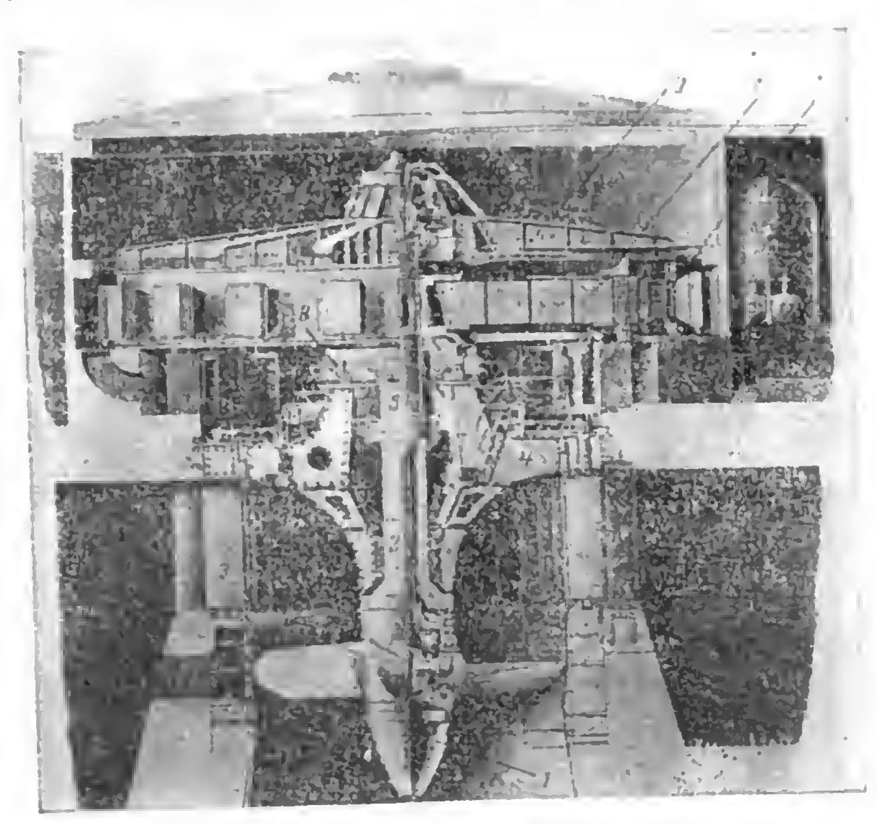


Рис. В-1. Общий вид гидроагрегата мощностью 115 тыс. *квт* с поворотнолопастной турбиной.

1 — рабочее колесо; *2* — вал турбины; *3* — направляющий аппарат; *4* — крышка турбины; *5* — вал генератора; *6* — ротор; *7* — статор генератора; *8* — подпятник; *9* — верхняя крестовина.

Дальнейшее совершенствование компоновок и конструкций вертикальных гидроагрегатов характеризуется стремлением к максимальному конструктивному и технологическому объединению деталей и узлов турбины и генератора. Так, подпятники зонтичных генераторов опираются теперь обычно на крышку турбины, что дало возможность отказаться от нижней крестовины генератора. В некоторых конструкциях крупных гидроагрегатов генератор не имеет вала и втулка его ротора крепится непосредственно к верхнему концу вала турбины.

Конструктивные и компоновочные изменения гидроагрегатов за последние 25 лет не только привели к существенному повышению энергетических параметров, но и значительно уменьшили осевые габариты их при одинаковом диаметре рабочего колеса (рис. В-3).

Характерной особенностью современного крупного гидроэнергомашиностроения является то, что турбины и генераторы из-за своих габаритов и весов, а также отсутствия на заводах необходимых энергетических ресурсов и невозможности создания специальных стендов не могут быть полностью собраны, обкатаны и испытаны на заводах-изготовителях, и поэтому их вынуждены поставлять на гидроэлектростанции в виде отдельных механизмов, узлов и деталей, иногда даже без заводской общей и поузловой контрольной сборки. Гидроагрегаты полностью собирают, испытывают и пускают в работу впервые только на месте установки. Поэтому монтаж гидроэнергетического оборудования является по существу заключительным этапом в общем цикле создания гидроагрега-

та, в процессе которого приходится выполнять не только монтажные операции по сборке, установке, выверке и креплению деталей и узлов гидроагрегата, но и производить чисто заводские технологические операции по контрольной сборке узлов и механизмов с доводкой и подгонкой деталей.

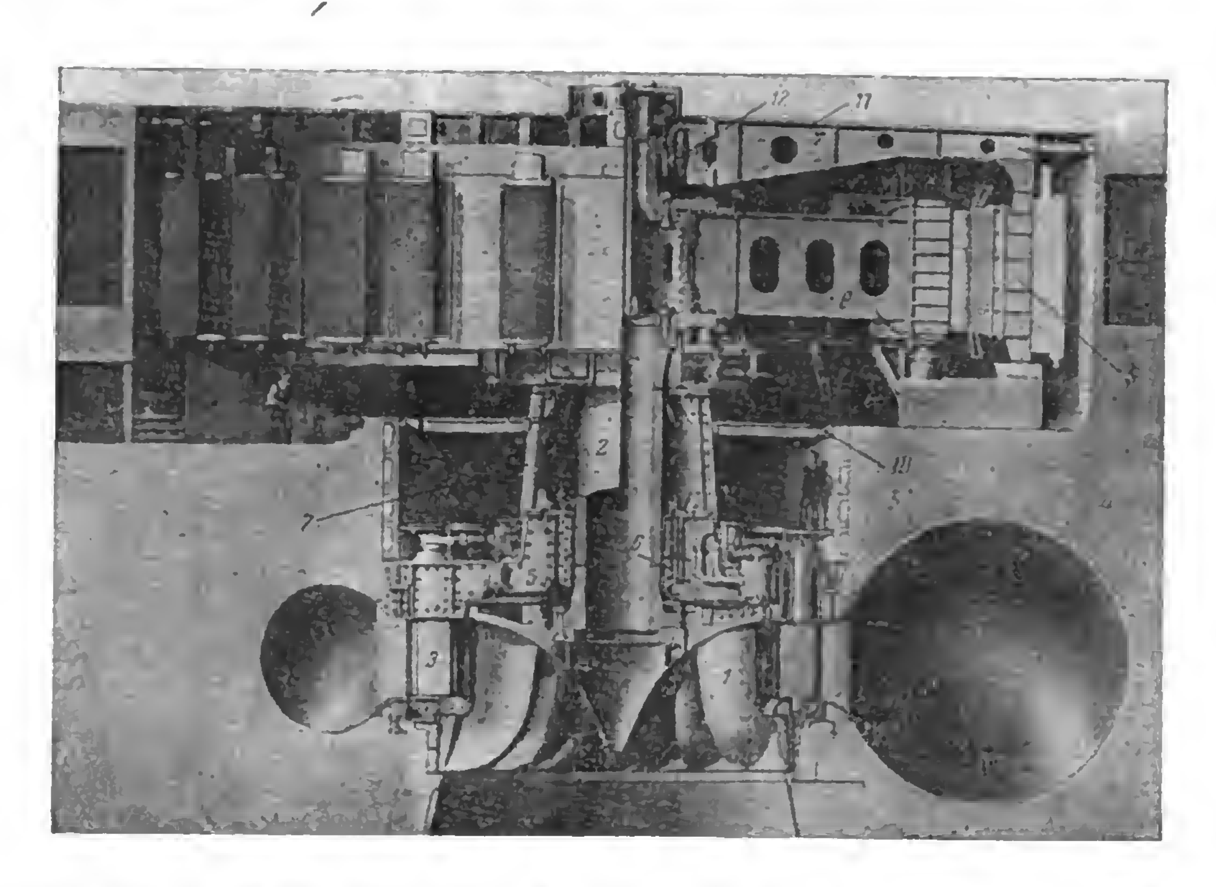


Рис. В-2. Общий вид гидроагрегата мощностью 500 тыс. *квт* с радиально-осевой турбиной.

1 — рабочее колесо; *2* — вал агрегата; *3* — направляющий аппарат; *4* — спиральная камера; *5* — крышка турбины; *6* — подшипник турбины; *7* — опора подпятника; *8* — ротор; *9* — статор генератора; *10* — подпятник; *11* — верхняя крестовина; *12* — подшипник генератора.

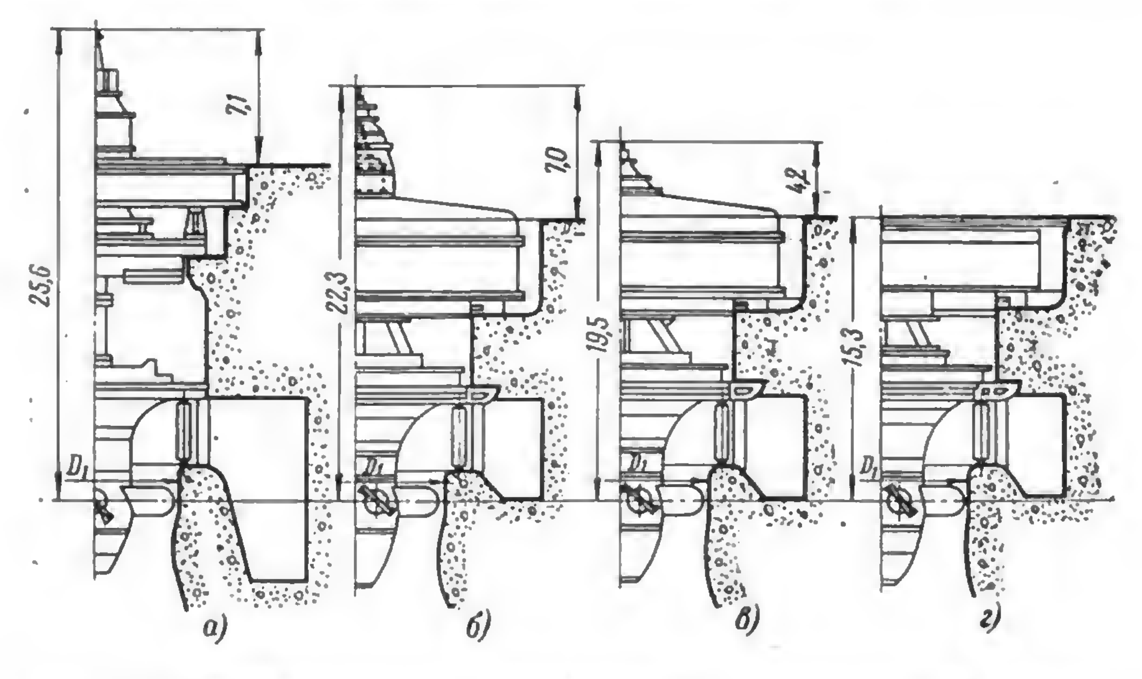


Рис. В-3. Изменения компоновок гидроагрегата с поворотнолопастной турбиной D_1=9,3 *м*.

а — гидроагрегат Рыбинской ГЭС (D_1=9,0 *м*); *б* — гидроагрегат Волжской ГЭС имени В. И. Ленина; *в* — гидроагрегат Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС; *г* — один из современных гидроагрегатов.

Одновременно монтаж гидроагрегатов — технологического оборудования гидроэлектростанции — является и составной частью единого, связанного организационно и технологически процесса строительно-монтажных работ по сооружению гидроэлектростанции.

Эти две особенности изготовления и установки крупных гидроагрегатов, требующие сочетания и обеспечения их высококачественного монтажа и своевременного ввода гидроэлектростанции в эксплуатацию, обусловливают необходимость четких инженерно-технических методов организации и технологии монтажных работ, изложение которых и является основным содержанием настоящего учебника.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ГИДРОТУРБИН

1-1. МОЩНОСТЬ ВОДОТОКА И ГИДРОТУРБИНЫ

Мощность водотока зависит от расхода потока (количества протекающей воды в единицу времени) и напора, созданного на электростанции, и равна:

$$N_в = \frac{QH_у\gamma}{102} = 9{,}81QH_у, \ квт, \tag{1-1}$$

где γ — удельный вес воды, 1 000 *кг/м²*;

Q — расход воды, *м³/сек*;

$H_у$ — напор установки, *м*.

Мощность гидротурбины будет меньше мощности водотока, так как часть энергии его неизбежно теряется по пути движения потока и в процессе преобразования энергии воды в механическую энергию рабочих органов турбины.

Напор, который используется в турбине, называется рабочим напором. Он всегда меньше напора установки на величину потерь энергии по пути движения воды от верхнего бьефа до турбины и в отводящем канале за турбиной, т. е.

$$H = H_у - (h_{тр} + h_к), \tag{1-2}$$

где H — рабочий напор, *м*;

$h_{тр}$ — потери напора в подводящих сооружениях (трубопроводах), *м*;

$h_к$ — потери напора в отводящих сооружениях (каналах), *м*.

Рабочий напор определяется разностью удельных энергий потока во входном сечении турбины и на выходе в нижнем бьефе (рис. 1-1);

$$H = \left(\alpha_1\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1\right) - \left(\alpha_2\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2\right), \tag{1-3}$$

где v_1 и v_2 — средние скорости течения потока в рассматриваемых сечениях, *м/сек*;

p_1 и p_2 — средние давления, *кгс/см²*;

z_1 и z_2 — геометрическая высота сечения над плоскостью сравнения, *м*;

α_1 и α_2 — коэффициенты Кориолиса, учитывающие неравномерность распределения скоростей в сечениях;

g — ускорение свободного падения, *м/сек²*.

Таким образом, рабочий напор есть то количество удельной энергии, которое физически можно использовать в турбине.

Мощность гидротурбины, измеренная на ее валу, равна (*квт*):

$$N_т = 9{,}81 QH\eta_т, \tag{1-4}$$

где $\eta_т$ — коэффициент полезного действия (к. п. д.), учитывающий гидравлические и механические потери мощности в турбине.

Мощность гидроагрегата, замеренная на шинах генератора, равна (*квт*):

$$N_а = N_т\eta_т = 9{,}81 QH\eta_т\eta_г, \tag{1-5}$$

где $\eta_г$ — к. п. д., учитывающий механические и электрические потери мощности в генераторе.

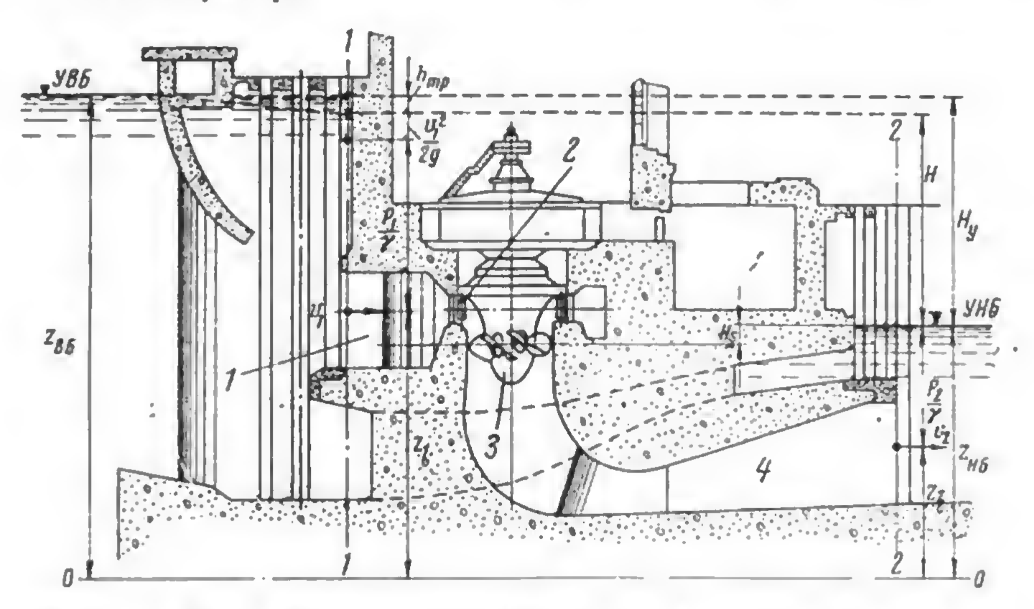


Рис. 1-1. Схема определения рабочего напора гидротурбинной установки.

1 — турбинная камера; *2* — направляющий аппарат; *3* — рабочее колесо; *4* — отсасывающая труба.

В современных крупных гидротурбинах величина к. п. д. достигает 90—95%, а к. п. д. генераторов колеблется в пределах 95—98%. Таким образом, максимальный к. п. д. крупного гидроагрегата может достигать 86—93%.

1-2. КЛАССИФИКАЦИЯ ГИДРОТУРБИН

Гидравлическая турбина является двигателем, в котором кинетическая и потенциальная энергии потока превращаются в механическую энергию. Механическая энергия турбины затем преобразуется с помощью генератора в электрическую энергию, которая через линии электропередачи подается к потребителю.

Современные гидротурбины обладают высокой степенью использования энергии потока, относительно большими скоростями вращения и возможностью сосредоточения значительной мощности в одном агрегате.

Энергия единицы веса жидкости, выражаемая уравнением закона сохранения энергии гидромеханики Д. Бернулли:

$$E = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = \text{const}, \tag{1-6}$$

состоит из кинетической энергии $v^2/2g$ и двух видов потенциальной энергии давления p/γ и энергии положения z.

В зависимости от вида энергии, используемой в рабочем колесе турбины, последние делятся на два класса: а к т и в н ы е и р е а к т и в н ы е турбины.

В а к т и в н ы х (свободноструйных) гидротурбинах рабочее колесо вращается под воздействием свободной струи, обладающей кинетиче-

ской энергией и имеющей одинаковые давления при входе на рабочее колесо и на выходе из него.

Практическое значение из различных конструктивных типов активных турбин (ковшовых, наклонноструйных, двукратных и др.) имеют только ковшовые турбины (рис. 1-2,*а*), применяемые в крупных гидроагрегатах для напоров от 300 до 1 700 *м*.

В реактивных (напорноструйных) гидротурбинах рабочее колесо вращается в сплошном потоке, обладающем как кинетической, так и потенциальной энергией и имеющим при входе на рабочее колесо большее давление, чем на выходе из него.

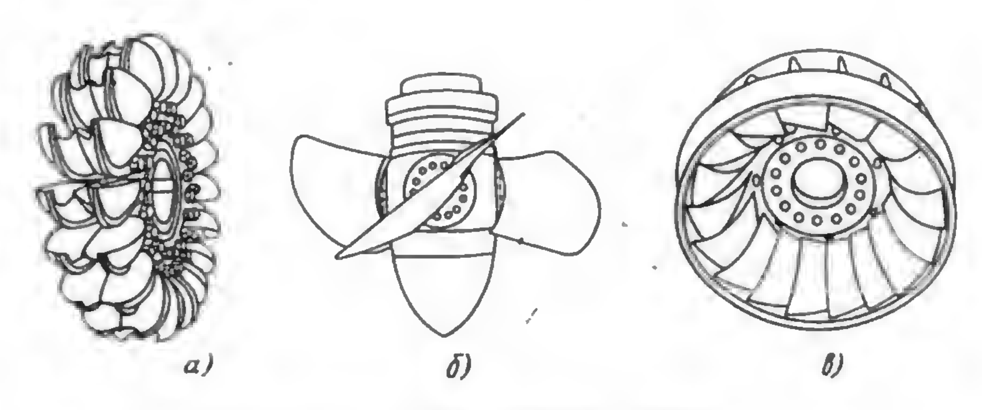


Рис. 1-2. Рабочие колеса турбин различных типов.
а — ковшовой; *б* — осевой (поворотнолопастной); *в* — радиально-осевой.

Турбины этого класса являются наиболее распространенными и применяются для напоров от 1,5 до 500—600 *м*.

По конструктивным особенностям реактивные турбины разделяются на осевые (рис. 1-2,*б*) и радиально-осевые (рис. 1-2,*в*). В осевых турбинах движение потока в зоне рабочего колеса в основном параллельно оси турбины, а в радиально-осевых поток постепенно меняет направление с радиального на входе в рабочее колесо на осевое при выходе из него. Осевые турбины применяются двух конструктивных типов: пропеллерные с неподвижно закрепленными лопастями рабочего колеса и поворотнолопастные, рабочие лопасти которых могут поворачиваться на некоторый угол вокруг своей оси.

Кроме этих давно освоенных типов реактивных гидротурбин в последние годы начинает находить применение ряд новых типов турбин. Основными из них являются диагональные, в которых оси поворота лопастей рабочего колеса расположены диагонально к оси турбины, и двухперовые поворотнолопастные турбины с двумя лопастями на одном фланце. Для малых напоров применяется в настоящее время в некоторых случаях новая конструкция поворотнолопастных турбин — капсульные агрегаты, являющиеся по существу горизонтальными поворотнолопастными турбинами с генераторами, размещенными в обтекаемой потоком камере (капсуле).

При строительстве современных крупных и средних гидроэлектростанций применяются в основном поворотнолопастные, радиально-осевые и ковшовые гидротурбины, поэтому в настоящем учебнике и рассматриваются гидроагрегаты с турбинами этих систем.

Гидротурбина состоит из следующих основных элементов: турбинной (подводящей) камеры, направляющего аппарата, рабочего колеса с валом и опорами, отсасывающей трубы (см. рис. 1-1).

В реактивных турбинах подводящая камера обычно имеет форму спирали, что обеспечивает наиболее равномерный по всей окружности подвод воды к направляющему аппарату. В активных турбинах вода к рабочему колесу подводится струей, и поэтому подводящая камера

ковшовой турбины представляет собой трубопровод, а в случае нескольких струй — коллектор.

Направляющий аппарат турбины предназначен для обеспечения необходимого направления потока на входе в рабочее колесо и регулирования расхода турбины. В реактивных турбинах направляющий аппарат состоит из системы направляющих лопаток, поворачивающихся вокруг своих осей. Направляющий аппарат ковшовой турбины — сопло — представляет собой сужающийся насадок с перемещающейся внутри его в осевом направлении грушевидной иглой. При перемещении иглы изменяется проходное сечение сопла и таким путем регулируется расход воды.

Рабочее колесо является основным рабочим органом турбины, в котором энергия потока преобразуется в механическую энергию турбины. В поворотнолопастных турбинах при изменении режимов работы поворот лопастей обеспечивает безударное обтекание их потоком, что дает возможность сохранить при этом оптимальный к. п. д. турбины. У рабочего колеса радиально-осевой турбины лопасти неподвижны. Лопасти рабочего колеса ковшовой турбины (ковши) также закреплены неподвижно на наружном ободе рабочего колеса.

Отсасывающая труба является диффузором, обеспечивающим снижение скоростей на выходе из турбины и возможность использования энергии воды, выходящей из рабочего колеса. В большинстве случаев отсасывающую трубу из условий компоновки выполняют изогнутой. В ковшовых турбинах на выходе из рабочего колеса давление равно атмосферному, и отсасывающая труба у этих турбин отсутствует.

1-3. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ГИДРОТУРБИНЫ

В результате взаимодействия потока воды с лопастями рабочего колеса последнему передается заключенная в потоке энергия. Происходит это вследствие того, что поток, встречая на пути лопасти рабочего колеса, отклоняется от первоначального направления движения и принимает направление, определяемое поверхностями лопастей, оказывая на них давление. При этом создается крутящий момент относительно вала рабочего колеса, под воздействием которого рабочее колесо приходит в движение.

Мощность гидротурбины является результатом воздействия реакции потока на рабочие лопасти, а величина мощности зависит от количества протекающей через турбину воды и величины напора, создающих соответствующие скорости потока.

Вода из направляющего аппарата поступает со скоростью v_1 на входную кромку лопасти рабочего колеса. Она движется вдоль лопасти с относительной скоростью w_1, направленной по касательной к поверхности лопасти в точке входа, и вращается с окружной скоростью u_1. Абсолютная скорость потока v_1 равна геометрической сумме скоростей w_1 и u_1 и направлена под углом входа α_1 к последней.

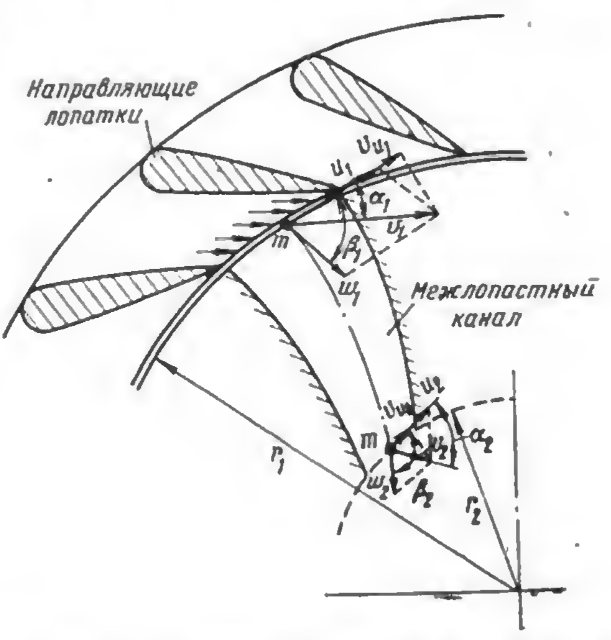


Рис. 1-3. Схема протекания потока через направляющий аппарат и рабочее колесо.

На выходе вода покидает лопасть с абсолютной скоростью v_2, являющейся также

геометрической суммой относительной скорости w_2 и окружной скорости u_2. Угол α_2 между скоростями v_2 и u_2 называется углом выхода. На рис. 1-3 показаны также углы β_1 и β_2 соответственно между окружной и относительной скоростями.

Определим момент реакции потока на колесо при установившемся режиме работы турбины (рис. 1-3). За время Δt на лопасти рабочего колеса поступает некоторое количество воды, имеющее массу m, и на основании закона непрерывности потока такое же количество воды уходит с рабочего колеса.

Масса воды, поступающая на колесо за время Δt, при входе на лопасти имеет количество движения mv_1, а при сходе с рабочего колеса — количество движения mv_2. Из механики известно, что изменение количества движения некоторой массы в единицу времени пропорционально действующей на нее силе.

Обозначим проекции скоростей v_1 и v_2 на направление окружной скорости u через v_{u_1} и v_{u_2}. Тогда проекция количества движения всех частиц воды на направление окружной скорости до входа на колесо будет mv_{u_1}, а после выхода из него mv_{u_2}. Моменты количества движения относительно оси вращения рабочего колеса будут соответственно $mr_1v_{u_1}$ и $mr_2v_{v_2}$, где r_1 и r_2 — радиусы центра тяжести массы воды m у входа на колесо и выхода с него.

Изменение момента количества движения за время Δt равно произведению момента движущих сил на время его действия:

$$M\Delta t = mr_2v_{u_2} - mr_1v_{u_1}$$

или

$$M = \frac{m}{\Delta t}(r_2v_{u_2} - r_1v_{u_1}).$$

Момент, действующий на лопасти со стороны потока (движущий момент турбины), по абсолютной величине равен полученному моменту и имеет обратный знак:

$$M_т = -M = \frac{m}{\Delta t}(r_1v_{u_1} - r_2v_{u_2}).$$

Известно, что

$$m = \frac{\gamma Q}{g}\Delta t.$$

где Q — расход воды;
γ — вес единицы объема;
g — ускорение свободного падения.

Тогда

$$M_т = \frac{Q\gamma}{g}(r_1v_{u_1} - r_2u_{u_2}).$$

Мощность, развиваемая на валу турбины, составит:

$$N_т = M_т\omega = \frac{Q\gamma}{g}(r_1v_{u_1} - r_2v_{u_2})\,\omega,$$

где ω — угловая скорость.

Окружные скорости на входе и выходе определяются зависимостями $r_1\omega = u_1$ и $r_2\omega = u_2$, подставив которые в основное уравнение, получим:

$$N_т = \frac{Q\gamma}{g}(v_{u_1}u_1 - v_{u_2}u_2).$$

С другой стороны, мощность турбины равна:

$$N_т = QH\gamma\eta.$$

Подставив значение $N_т$ в предыдущее равенство, получим:

$$\eta_i gH = v_{u_1} u_1 - v_{u_2} u_2. \qquad (1\text{-}7)$$

Это уравнение, выражающее закон изменения моментов количества движения в приложении к водяной турбине и впервые выведенное Эйлером, носит название основного уравнения турбины.

Для работы турбины с высоким к. п. д. вода должна поступать на рабочее колесо без удара. Безударный вход обеспечивается совпадением скорости потока, выходящего из направляющего аппарата, по величине и по направлению с абсолютной скоростью потока у входа на рабочее колесо v_1. Если направление скорости v_1 не совпадает с направлением входного элемента рабочей лопасти, натекание сопровождается дополнительными потерями энергии. Следовательно, от величины угла α_1 зависит эффективность преобразования энергии, или к. п. д. Оптимальное значение угла α_1, при котором к. п. д. достигает максимальной величины, называют углом безударного входа.

При изменении мощности турбины лопатки направляющего аппарата поворачиваются и тем самым изменяют угол α_1. В радиально-осевых турбинах лопасти рабочего колеса неподвижны и оптимальное значение α_1 соответствует только одному какому-либо режиму работы турбины, который находится обычно в пределах от $^3/_4$ до $^7/_8$ полной мощности.

В поворотнолопастных турбинах поворотом рабочих лопастей удается задавать величину α_1 близкой к оптимальному значению при различных открытиях направляющего аппарата. Это позволяет сохранить высокое значение к. п. д. турбины в широком диапазоне изменения мощности.

1-4. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРОТУРБИН

Основными энергетическими и конструктивными параметрами гидротурбин являются:

H — рабочий напор, *м*;
Q — расход воды, *м³/сек*;
$N_т$ — мощность на валу турбины, *квт*;
$\eta_т$ — коэффициент полезного действия турбины;
n — скорость вращения, *об/мин*;
D_1 — номинальный диаметр рабочего колеса, *м*;
n_s — коэффициент быстроходности;
σ — коэффициент кавитации.

Рабочий напор H определяется:

для реактивных турбин — разностью удельных энергий потока при входе в турбинную камеру и на выходе из турбины в нижнем бьефе;

для активных турбин — как удельная энергия у входа в сопло, отнесенная к отметке наинизшей точки окружности рабочего колеса, касательной к оси струи.

Расход воды Q — количество воды, протекающей через входное сечение турбины в единицу времени.

Мощность турбины на валу $N_т$ — полезная мощность, получаемая в турбине и используемая в гидрогенераторе.

Коэффициент полезного действия турбины $\eta_т$ определяется потерями мощности:

объемными потерями, вызываемыми утечкой некоторого объема воды через зазоры в турбине между рабочим колесом и неподвижной ее частью;

гидравлическими потерями, обусловленными вязкостью воды и являющимися потерями энергии потока по его пути в проточной части турбины;

механическими потерями, состоящими из потерь мощности на механическое трение в подшипниках турбины и в подпятнике и на гидравлическое трение в зазорах между рабочим колесом и неподвижными частями турбины.

Скорость вращения турбин n — число оборотов вала турбины в одну минуту.

Номинальный диаметр рабочего колеса D_1 в поворотнолопастных турбинах — диаметр камеры рабочего колеса по осям его лопастей; в радиально-осевых турбинах — наибольший диаметр рабочего колеса по входным кромкам его лопастей; в ковшовых турбинах — диаметр окружности рабочего колеса, касательной к оси струи.

Коэффициент быстроходности n_s характеризует гидравлические качества турбины и рассматривается ниже (в § 1-6).

Коэффициент кавитации σ определяет начало возникновения в турбине явления кавитации (рассмотрен в § 1-8).

1-5. ПОДОБИЕ ГИДРОТУРБИН

Для обеспечения требуемых параметров вновь проектируемой турбины, как правило, вначале производится экспериментальная проверка проточной части ее на модели турбины. Проточную часть рассчитывают теоретически, а затем, выполнив ее в виде модели, испытывают в лаборатории и результаты этих испытаний учитывают при создании натурной турбины.

Перенесение результатов испытаний модели на действительную (натурную) геометрически подобную ей гидротурбину необходимо производить путем соответствующего пересчета основных энергетических параметров турбины: скорости вращения, расхода воды, мощности и к. п. д.

Окружная скорость натурной турбины определяется как

$$u_н = k_u \sqrt{2gH} = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

и для модели

$$u_м = k_u \sqrt{2gH_м} \frac{\pi D_{1м} n_м}{60},$$

где k_u — коэффициент окружной скорости, одинаковый для обеих турбин;

D_1 — диаметр рабочего колеса турбины;

n — скорость вращения колеса.

Решая совместно эти уравнения, получаем:

$$\frac{k_u \sqrt{2gH}}{k_u \sqrt{2gH_м}} = \frac{\pi D_1 n}{\pi D_{1м} n_м},$$

откуда

$$\frac{nD_1}{n_м D_{1м}} = \sqrt{\frac{H}{H_м}},$$

или

$$n = n_м \frac{D_{1м}}{D_1} \sqrt{\frac{H}{H_м}}. \tag{1-8}$$

Расход воды, проходящей через рабочее колесо натурной турбины, можно выразить при помощи осевой составляющей абсолютной скорости v_m и диаметра рабочего колеса (пренебрегая объемными потерями энергии из-за протечек воды в уплотнениях):

$$Q = v_m \pi \frac{D_1^2}{4} = \pi \frac{D_1^2}{4} k_v \sqrt{2gH}.$$

Соответственно в модельной турбине при равных коэффициентах абсолютной скорости k_v

$$Q_м = v_{mм} \pi \frac{D_{1м}^2}{4} = \pi \frac{D_1^2}{4} k_v \sqrt{2gH_м}.$$

Для двух подобных турбин можно записать:

$$\frac{Q}{Q_м} = \frac{4\pi D_1^2 k_v \sqrt{2gH}}{4\pi D_{1м}^2 k_v \sqrt{2gH_м}} = \frac{D_1^2}{D_{1м}^2} \sqrt{\frac{H}{H_м}},$$

а следовательно,

$$Q = Q_м \frac{D_1^2}{D_{1м}^2} \sqrt{\frac{H}{H_м}}. \qquad (1\text{-}9)$$

Если предположить, что к. п. д. турбин натурной и модельной равны, то мощности турбин будут:

натурной $N = \eta Q H \gamma$;

модельной $N_м = \eta Q_м H_м \gamma$.

Тогда

$$\frac{N}{N_м} = \frac{\eta Q H \gamma}{\eta Q_м H_м \gamma} = \frac{QH}{Q_м H_м} = \frac{D_1^2}{D_{1м}^2} \frac{H}{H_м} \sqrt{\frac{H}{H_м}},$$

$$N = N_м \frac{D_1^2}{D_{1м}^2} \frac{H}{H_м} \sqrt{\frac{H}{H_м}}. \qquad (1\text{-}10)$$

Формулы (1-8)—(1-10) называются формулами подобия. Для удобства сравнения подобных турбин одного и того же типа применяется понятие приведенных величин. С этой целью как модель, так и турбина сравниваются не друг с другом, а с какой-то условной турбиной, имеющей диаметр рабочего колеса 1 *м* и работающей при напоре 1 *м*. Параметры такой условной турбины принято называть приведенными: приведенной скоростью вращения n'_I, приведенным расходом Q'_I и приведенной мощностью N'_I.

Заменяя в формулах (1-8)—(1-10) скорость вращения, расход и мощность модельной турбины приведенными величинами, а также $D_{1м} = 1$ и $H_м = 1$, можно выразить параметры натурной турбины следующим образом:

$$\left.\begin{aligned} n &= n'_I \frac{\sqrt{H}}{D_1}; \\ Q &= Q'_I D_1^2 \sqrt{H}; \\ N &= N'_I D_1^2 H\sqrt{H}, \end{aligned}\right\} \qquad (1\text{-}11)$$

но $N'_I = 9{,}81\ Q'_I \eta$, и тогда

$$N = 9{,}81 \eta Q'_I D_1^2 H \sqrt{H},\ квт.$$

Зависимости (1-11) удобны для выбора и определения основных параметров натурной турбины. Решая эти уравнения для приведенных

величин, определяемых при испытаниях модели и характеризующих все подобные турбины данного типа, получаем:

$$\left.\begin{aligned} n'_1 &= \frac{nD_1}{\sqrt{H}}; \\ Q'_1 &= \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}; \\ N'_1 &= \frac{N}{D_1^2 H \sqrt{H}}. \end{aligned}\right\} \qquad (1\text{-}12)$$

В уравнениях приведенных величин не учтена разница в к. п. д. модельной и натурной турбин. Практически к. п. д. геометрически подобных турбин разных размеров неодинаковы, вследствие чего отличаются и приведенные величины параметров. Поэтому при определении приведенных параметров натурной турбины по данным испытаний ее модели с учетом изменения к. п. д. необходимо пользоваться следующими выражениями:

$$\left.\begin{aligned} n'_1 &= n'_{1м} \sqrt{\frac{\eta}{\eta_м}}; \\ Q'_1 &= Q'_{1м} \sqrt{\frac{\eta}{\eta_м}}; \\ N'_1 &= N'_{1м} \frac{\eta}{\eta_м} \sqrt{\frac{\eta}{\eta_м}}. \end{aligned}\right\} \qquad (1\text{-}13)$$

При работе турбины в условиях переменного напора либо при необходимости использования ее в другой установке с иным напором параметры турбины будут соответствовать новому напору. Для определения в этих случаях действительных параметров турбины можно пользоваться формулами (1-8)—(1-10), которые в связи с неизменностью D_1 будут иметь следующий вид:

$$\left.\begin{aligned} n_1 &= n \sqrt{\frac{H_1}{H}}; \\ Q_1 &= Q \sqrt{\frac{H_1}{H}}; \\ N_1 &= N \frac{H_1}{H} \sqrt{\frac{H_1}{H}}, \end{aligned}\right\} \qquad (1\text{-}14)$$

где все величины с индексом 1 относятся к новому напору.

1-6. БЫСТРОХОДНОСТЬ ГИДРОТУРБИН

Для характеристики гидравлических качеств турбины по скорости вращения и пропускной способности, а также для сравнения между собой турбин различных типов в гидротурбостроении введен так называемый *коэффициент быстроходности*.

Коэффициент быстроходности n_s равен скорости вращения турбины данного типа, которая, работая под напором в 1 *м*, развивает мощность в 1 л. с.

Этот коэффициент имеет большое значение для выбора турбин, так как дает возможность производить сравнение всех типов и серий турбин и классифицировать их по скорости вращения и пропускной способности.

Из уравнения подобия (1-8) имеем:

$$n_м = n \frac{D_1}{D_{1м}} \sqrt{\frac{H}{H_м}}.$$

Подставив n_s вместо $n_м$ и $H_м = 1$ *м*, получим:

$$n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \frac{D_1}{D_{1м}} \qquad (1\text{-}15)$$

По уравнению (1-10) и при $N_м = 1$ *л. с.*, а $H_м = 1$ *м* мощность равна:

$$N = N_м \frac{D_1^2}{D_{1м}^2} \frac{H}{H_м} \sqrt{\frac{H}{H_м}} = \frac{D_1^2}{D_{1м}^2} H \sqrt{H}.$$

Подставим в уравнение (1-15) $\frac{D_1}{D_{1м}} = \sqrt{\frac{N}{H\sqrt{H}}}$; тогда

$$n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{N}{H\sqrt{H}}} = \frac{n\sqrt{N}}{H\sqrt[4]{H}}, \qquad (1\text{-}16)$$

где n — скорость вращения, *об/мин*;
N — мощность турбины, *л. с.*

При измерении мощности турбины в киловаттах коэффициент быстроходности будет равен:

$$n_s = 1,167 \frac{n}{H} \frac{\sqrt{N}}{\sqrt[4]{H}}. \qquad (1\text{-}17)$$

Определяя быстроходность турбины через расход воды, получаем:

$$n_s = 3,65 n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}. \qquad (1\text{-}18)$$

В приведенных величинах и с учетом к. п. д. коэффициент быстроходности равен:

$$n_s = 3,65 n'_I \sqrt{Q'_I \eta}. \qquad (1\text{-}19)$$

В связи с тем, что коэффициент быстроходности зависит от мощности, скорости вращения и напора и меняет свою величину при их изменениях, сравнивать турбины одного типа по коэффициенту быстроходности следует, вычисляя его для соответствующих режимов. Обычно коэффициент быстроходности определяют для номинальной мощности турбины при расчетном напоре и нормальной скорости вращения.

Увеличение коэффициента быстроходности при неизменных заданных мощности и напоре позволяет создать турбину с большей скоростью вращения, меньшими габаритами и весом. Из формулы (1-19) видно, что повышение быстроходности можно осуществить увеличением как скорости вращения n'_I, так и пропускной способности турбины Q'_I.

Поэтому основной тенденцией в современном гидротурбостроении является стремление к повышению быстроходности турбин. Однако при повышении быстроходности турбины следует учитывать, что осуществлять это целесообразнее увеличением пропускной способности Q'_I, так как в этом случае достигается уменьшение диаметра рабочего колеса пропорционально корню квадратному из приведенного расхода и увеличение скорости вращения турбины пропорционально коэффициенту быстроходности, тогда как при повышении быстроходности только увеличением приведенной скорости вращения достигается лишь рост скорости вращения турбины.

На рис. 1-4 показаны габариты рабочих колес различной быстроходности, рассчитанные на мощность $N = 1$ *л. с.* при напоре $H = 1$ *м*, где видно, как с ростом быстроходности уменьшаются габариты рабочего колеса.

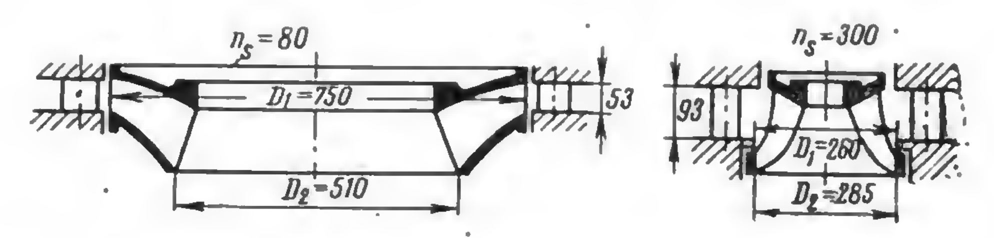


Рис. 1-4. Габариты приведенных рабочих колес различной быстроходности.

К наиболее быстроходным турбинам относятся турбины осевого типа, затем следуют радиально-осевые и наиболее тихоходными являются ковшовые турбины. Величины быстроходности различных систем гидротурбин характеризуются следующими данными:

Системы турбин	Быстроходность n_s
Ковшовые:	
односопловые	4—35
двухсопловые	17—50
четырехсопловые	24—70
Радиально-осевые:	
тихоходные	80—120
нормальные	120—250
быстроходные	250—350
сверхбыстроходные	350—450
Пропеллерные и поворотнолопастные:	
тихоходные	300—550
нормальные	550—750
быстроходные	750—1 000

1-7. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГИДРОТУРБИНЫ

Величина потерь энергии в турбине зависит как от диаметра рабочего колеса, так и от напора, причем с увеличением диаметра рабочего колеса составляющие потерь энергии в турбине (гидравлические, объемные и механические) относительно уменьшаются, а следовательно, к. п. д. натурной турбины в сравнении с к. п. д. модельной турбины должен увеличиваться.

Теоретическое определение к. п. д. турбины затруднительно из-за недостаточной изученности законов изменения потерь энергии в турбине. Поэтому практически к. п. д. натурной турбины определяется пересчетом с экспериментально полученного к. п. д. модельной турбины по эмпирическим формулам.

Наиболее распространенными из них являются:

для турбин, работающих при $H < 150$ *м*,

$$\eta = 1 - (1 - \eta_м) \sqrt[5]{\frac{D_{1м}}{D_1}}, \tag{1-20}$$

где η — к. п. д. натурной турбины;

$\eta_м$ — к. п. д. модельной турбины;

D_1 — диаметр рабочего колеса натурной турбины;

$D_{1м}$ — диаметр рабочего колеса модельной турбины;

для турбин, работающих при $H > 150$ *м*,

$$\eta = 1 - (1 - \eta_м) \sqrt[5]{\frac{D_{1м}}{D_1}} \sqrt[20]{\frac{H_м}{H}}. \tag{1-21}$$

Приведенные выше формулы пересчета дают наименьшие погрешности при оптимальном режиме работы турбины, так как в этой зоне величина местных потерь напора наименьшая. В связи с этим пересчет к. п. д. модельной турбины на к. п. д. натурной турбины практически производится следующим образом:

для радиально-осевых и пропеллерных турбин по максимальному к. п. д. модельной турбины $\eta_м$ определяют максимальный к. п. д. натурной турбины η и вычисляют поправку $\Delta\eta=\eta-\eta_м$; эту поправку принимают одинаковой для всей области универсальной характеристики, при этом к. п. д. натурной турбины во всех режимах будет равен:

$$\eta=\eta_м+\Delta\eta;$$

для поворотнолопастных турбин вычисляют наибольший к. п. д. пропеллерного режима натурной турбины по максимальному к. п. д. модельной турбины для каждого угла поворота лопастей рабочего колеса, и затем для каждого угла поворота по максимальным к. п. д. натурной и модельной турбин определяется своя поправка $\Delta\eta=\eta-\eta_м$, которая принимается постоянной для всех точек характеристики этого угла поворота.

При определении к. п. д. натурных ковшовых турбин поправку на изменение диаметра рабочего колеса и напора можно не вводить, если модель испытывалась с диаметром струи более 55 *мм*. В таких случаях к. п. д. натурной турбины можно принимать по к. п. д. модельной турбины без пересчета.

Уровень максимальной величины к. п. д. крупных гидротурбин в оптимуме энергетической характеристики в современном отечественном и зарубежном гидротурбостроении гарантируется в следующих пределах:

Радиально-осевые турбины $D_1>6{,}5$ *м* при $n_s=200$—220	94,0—95,0 %
Поворотнолопастные турбины $D_1>8{,}5$ *м* при n_s около 450	94,0 %
Ковшовые турбины $D_1>3{,}5$ *м* при $n_s=18$—20	92,0 %

1-8. ЯВЛЕНИЕ КАВИТАЦИИ В ГИДРОТУРБИНАХ

В процессе работы гидроагрегата поверхности деталей проточной части турбин очень часто подвергаются своеобразному губчатому разрушению (рис. 1-5). Эти разрушения вызываются кавитацией, представляющей очень сложное физическое явление, возникающее в потоке при быстром течении жидкости.

Особенно сильно подвергаются разрушениям от кавитации тыльные поверхности лопастей рабочих колес и камер рабочих колес осевых турбин, рабочие колеса и фундаментные кольца радиально-осевых турбин, ковши рабочих колес и сопла ковшовых турбин.

Кавитация сопровождается шумом, ударами и повышенной вибрацией агрегата. При этом сильно снижаются к. п. д., пропускная способность и мощность турбины.

Одной из главных причин возникновения кавитации считается резкая местная пульсация гидродинамического давления в потоке. При очень высоких скоростях течения жидкости сплошность потока нарушается и в зоне наивысших скоростей образуются полости или каверны, заполненные парами жидкости, величина давления которых определяется температурой окружающей среды. Эти полости и каверны переносятся затем потоком в зону более высоких давлений, где происходят конденсация пара в полостях и их разрыв. Если полости замыкаются на поверхности какой-либо детали, то эта поверхность начинает разрушаться. При кавитации наблюдаются физические явления, вызы-

вающие свечение каверн, а также начинают протекать химические реакции, приводящие к окислению (коррозии) металла.

Одним из способов борьбы с разрушающим действием кавитации является применение кавитационностойких материалов для деталей проточного тракта турбин. Такими материалами в настоящее время являются пока только хромистые нержавеющие стали.

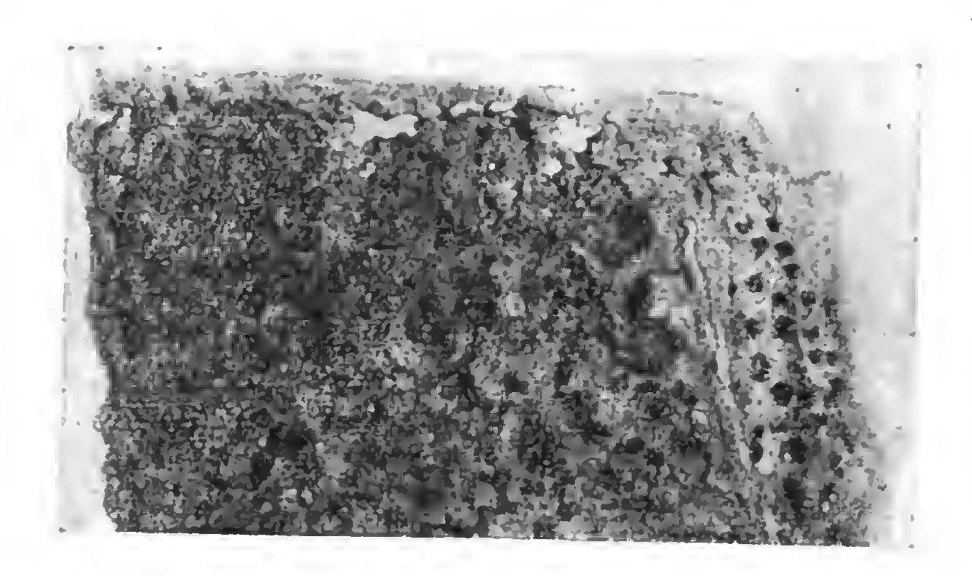


Рис. 1-5. Поверхность рабочей лопасти, разрушенная кавитацией.

Однако наиболее действенная борьба с кавитацией должна заключаться в обеспечении бескавитационных условий работы турбины. Такие условия могут быть созданы выбором соответствующего типа турбины и напора, высотного расположения турбины относительно нижнего бьефа и ограничениями режимов работы агрегата.

В реактивных турбинах избежать или снизить кавитацию можно, расположив рабочее колесо над уровнем нижнего бьефа или ниже его на высоте, не превышающей допускаемой величины по условиям бескавитационной работы турбины. Высота расположения оси рабочего колеса реактивной турбины относительно уровня нижнего бьефа называется в ы с о т о й о т с а с ы в а н и я H_s.

Допустимую высоту отсасывания, при которой не должна возникать кавитация, определяют по формуле

$$H_s \leqslant B - \sigma H, \qquad (1\text{-}22)$$

где B — атмосферное давление на ГЭС, *м вод. ст.*;
H — полный напор станции;
σ — кавитационный коэффициент, определяющий начало возникновения кавитации и представляющий собой отношение динамического вакуума в турбине к напору.

Величина атмосферного давления зависит от высоты расположения гидроэлектростанции над уровнем моря и приближенно равна:

$$B = 10{,}33 - \frac{\blacktriangledown}{900},$$

где 10,33 — атмосферное давление на уровне моря, *м вод. ст.*;
$\blacktriangledown$ — абсолютная отметка расположения оси рабочего колеса турбины над уровнем моря.

Подставив в формулу (1-22) значение B, получим:

$$H_s \leqslant 10{,}33 - \frac{\blacktriangledown}{900} - \sigma H,$$

откуда видно, что высоту отсасывания для данной установки определяет величина кавитационного коэффициента, допустимое значение которого будет равно:

$$\sigma = \frac{H_s - 10{,}33 - \frac{\blacktriangledown}{900}}{H}. \qquad (1\text{-}23)$$

Определяемый по формуле (1-23) σ обычно называют кавитационным коэффициентом станции $\sigma_{ст}$, так как величина его зависит только от параметров установки.

Мерой пригодности турбины для работы при данном напоре служит кавитационный коэффициент турбины $\sigma_т$, зависящий от формы и размеров проточной части турбины и режимов ее работы. Кавитационный коэффициент турбины определяют опытным путем при модельных испытаниях турбины. Он является определенной величиной для каждого рабочего колеса и в виде соответствующих кривых наносится на универсальную характеристику турбины (см. § 1-9).

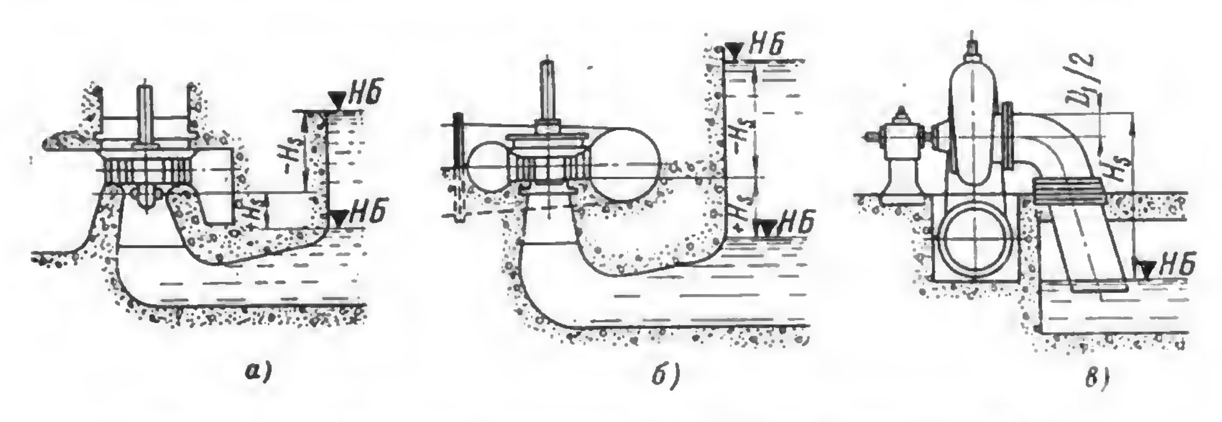


Рис. 1-6. Отсчет высоты отсасывания для турбин различных типов.

Практически в современных крупных гидротурбинах кавитационный коэффициент $\sigma_т$ колеблется в пределах 0,4—2,0 для осевых турбин и 0,03—0,35 для радиально-осевых турбин.

Для предупреждения возникновения кавитации при проектировании гидроэлектростанций необходимо учитывать, что кавитационный коэффициент турбины должен быть несколько менее кавитационного коэффициента станции. Этого можно достичь путем применения турбин с малым $\sigma_т$ либо путем увеличения $\sigma_{ст}$, что возможно при уменьшении высоты отсасывания H_s. Однако уменьшение H_s обычно приводит к значительным заглублениям турбины и, следовательно, к увеличению объема строительных работ. Поэтому чаще всего стремятся применять турбину с меньшим $\sigma_т$, т. е. с повышенными кавитационными качествами.

Высота отсасывания H_s для вертикальных поворотнолопастных и пропеллерных турбин отсчитывается от оси поворота лопастей рабочего колеса до уровня нижнего бьефа (рис. 1-6,*а*), а для радиально-осевых — от плоскости нижнего кольца направляющего аппарата до уровня нижнего бьефа (рис. 1-6,*б*). В горизонтальных спиральных и капсульных гидротурбинах высотой отсасывания является расстояние от наивысшей точки лопастей рабочего колеса до уровня нижнего бьефа (рис. 1-6,*в*). Высота отсасывания считается положительной, если уровень воды в нижнем бьефе находится ниже указанных условных отметок отсчета, и, наоборот, отрицательная высота отсасывания показывает заглубление рабочего колеса под уровень воды в нижнем бьефе.

1-9. МОДЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОТУРБИН

Модельные испытания. Для того чтобы создать гидротурбину и иметь полное представление о ее работе, необходимо знать:

энергетические и кавитационные данные турбины во всех возможных режимах работы ее, т. е. знать, как меняется к. п. д. и кавитационный коэффициент турбины в зависимости от изменения ее мощности и напора;

силы, действующие на отдельные элементы турбины при изменении режимов ее работы: на лопасти рабочего колеса, лопатки направляющего аппарата и др.

Однако современные методы расчета элементов проточной части турбины не позволяют только теоретическим путем определить наилучшую конфигурацию ее проточного тракта, обладающего наивысшим к. п. д. и необходимыми кавитационными качествами при заданных напоре и расходе воды. Потому при создании турбины обычно рассчитывается несколько вариантов проточной части и изготовляются их моде-

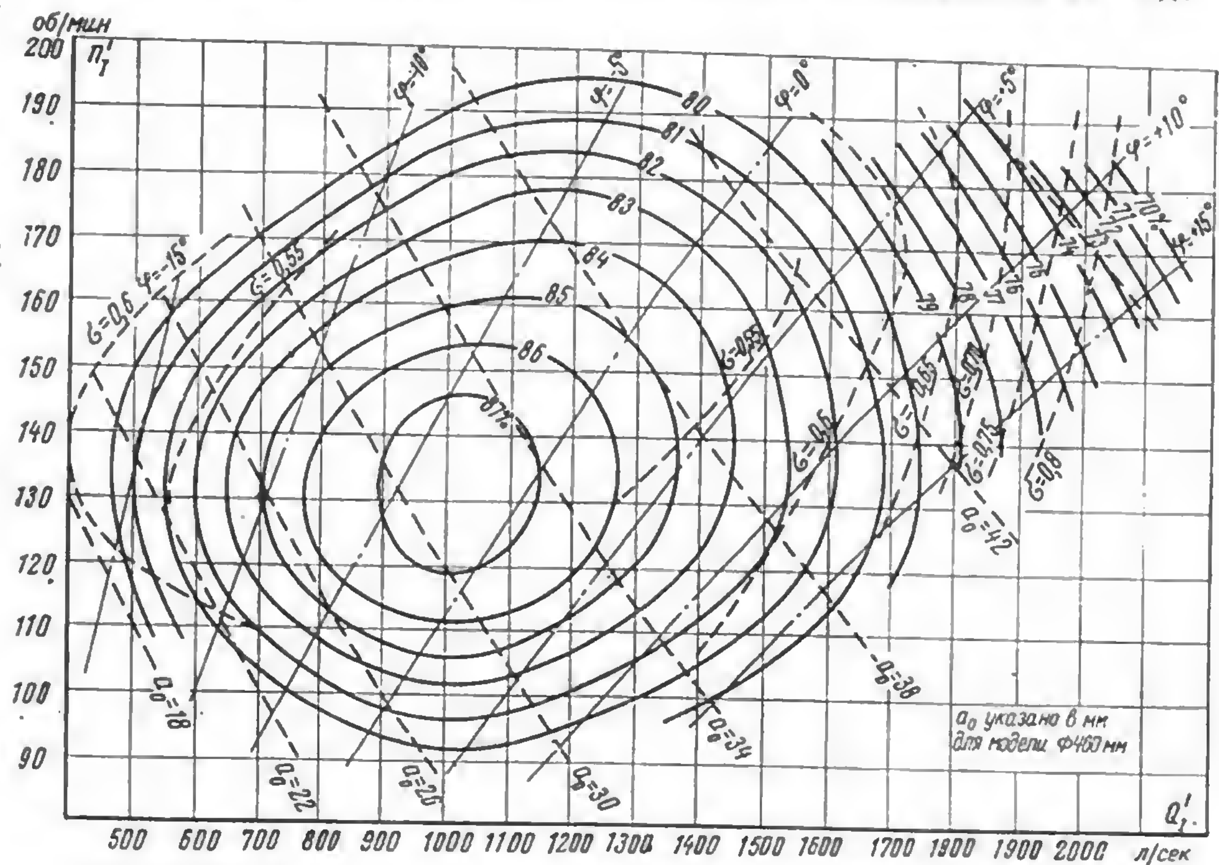


Рис. 1-7. Главная универсальная характеристика поворотнолопастной турбины.

ли. Затем все эти модели испытываются в лаборатории, и таким путем устанавливаются оптимальные формы и размеры проточной части конструируемой турбины.

В соответствии с задачами исследований испытания моделей гидравлических турбин в лабораторных условиях делятся на две основные группы: энергетические и кавитационные. При энергетических испытаниях исследуется зависимость к. п. д. от режима работы данного варианта турбины. Кавитационные исследования позволяют установить зависимость кавитационного коэффициента от режима работы.

В результате испытаний модели в широком диапазоне режимов работы составляются характеристики, дающие полное представление о ее энергетических и кавитационных показателях.

Характеристики гидротурбин. Основные результаты энергетических и кавитационных испытаний моделей сводятся в главную универсаль-

ную характеристику турбины (рис. 1-7), на которой в координатах приведенной скорости вращения n'_I и приведенных расходов Q'_I наносятся линии равных к. п. д. $\eta_м$, линии равных открытий направляющего аппарата a_0, линии равных коэффициентов кавитации $\sigma_т$ и линии равных углов поворота лопастей рабочего колеса φ^0 (для поворотнолопастных турбин).

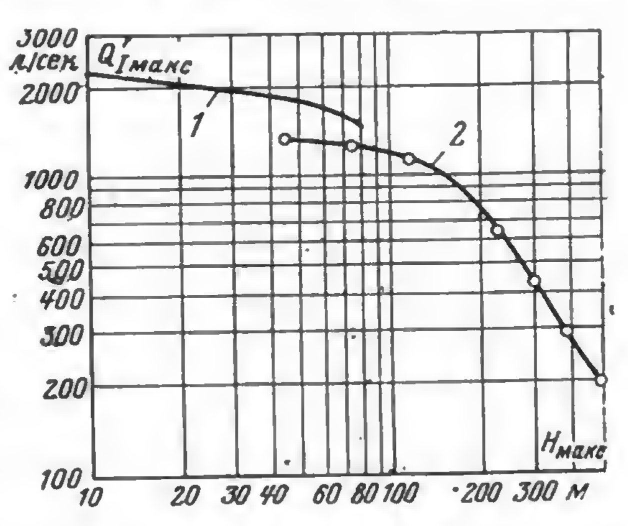


Рис. 1-8. Ориентировочные величины максимальных приведенных расходов для различных турбин.

1 — поворотнолопастные; 2 — радиально-осевые.

Турбины различных типов имеют разные формы универсальных характеристик. Чем шире область высокого к. п. д., тем турбина совершеннее. Для более быстроходных турбин область высоких к. п. д. расположена в зоне больших приведенных расходов и высоких приведенных скоростей вращения. У радиально-осевых турбин максимальные значения приведенных расходов и скоростей вращения меньше, чем у поворотнолопастных турбин. Ковшовые турбины имеют характеристику, сильно вытянутую по расходам и очень суженную по скорости вращения. Максимальные значения приведенных расходов и скоростей вращения у этих турбин наименьшие.

Ориентировочные значения достигнутых максимальных приведенных расходов вертикальных поворотнолопастных и радиально-осевых турбин показаны на рис. 1-8. Величины максимальных приведенных расходов горизонтальных капсульных турбин должны быть на 25% выше приведенных расходов соответствующих поворотнолопастных турбин.

Универсальные характеристики гидравлических турбин имеют большое значение в практике гидротурбостроения. Они дают возможность удобно и просто определять к. п. д., открытия направляющего аппарата a_0, кавитационный коэффициент $\sigma_т$, угол установки лопастей рабочего колеса φ^0 в зависимости от режимов работы турбины. По этим характеристикам для заданных напоров и мощностей определяются также основные параметры турбины: ее диаметр D_1, скорость вращения n, расход Q, а также энергетические показатели турбины при переменных режимах работы агрегата.

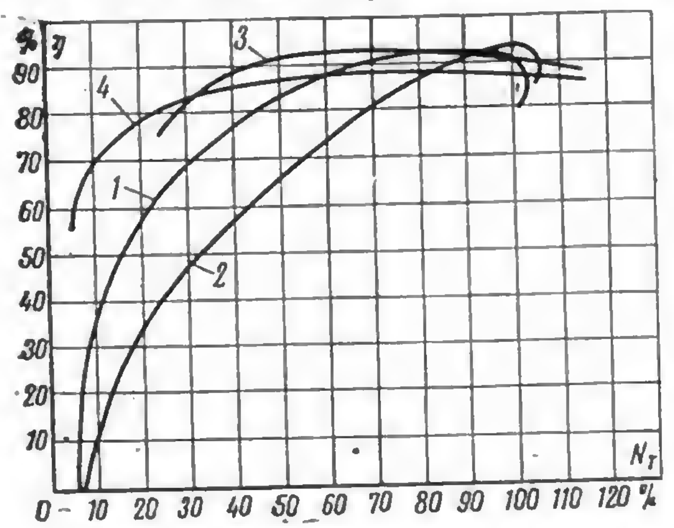


Рис. 1-9. Рабочие характеристики гидротурбин различных типов.

1 — радиально-осевая турбина; 2 — пропеллерная турбина; 3 — поворотнолопастная турбина; 4 — ковшовая турбина.

Универсальные характеристики строятся в приведенных величинах, поэтому пользоваться ими при эксплуатации натурных турбин неудобно. Для суждения о характере изменения к. п. д. в различных режимах работы натурной турбины составляются рабочие характеристики, показывающие зависимость к. п. д. от нагрузки $N_т$ и выражающиеся кривой $\eta = f(N)$ при постоянных напоре H и скорости вращения n.

На рис. 1-9 приведены рабочие характеристики гидротурбин различных типов.

Из сравнения этих характеристик видно, что наиболее узкую зону высоких к. п. д. имеют пропеллерные турбины. Они сохраняют высокие значения к. п. д. лишь для оптимального режима. В других режимах их к. п. д. резко падает, вследствие чего эксплуатация пропеллерных турбин вне оптимального режима сопряжена с большими потерями энергии.

Характеристика поворотнолопастной турбины благодаря возможности поворота лопастей рабочего колеса на оптимальный угол имеет кривые к. п. д., вытянутые в направлении мощности. Турбины этого типа сохраняют высокие значения к. п. д. в большом диапазоне изменения мощности и имеют более высокий среднеэксплуатационный к. п. д.

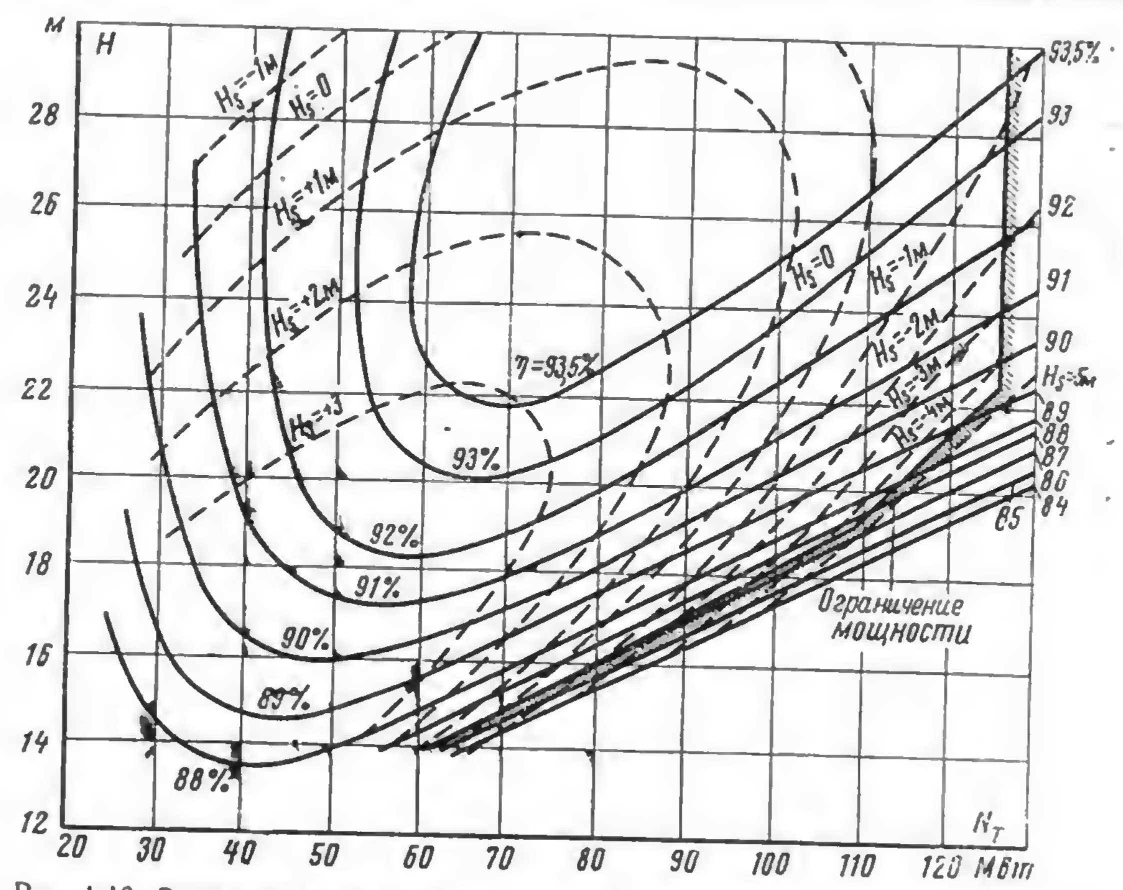


Рис. 1-10. Эксплуатационная универсальная характеристика поворотнолопастной турбины.

Рабочая характеристика радиально-осевой турбины показывает, что значения к. п. д. этих турбин в оптимуме очень высоки, но зона максимальных к. п. д. их более узка.

В турбинах нового типа — диагональных — сочетаются положительные энергетические качества поворотнолопастных турбин (сохраняющих высокие значения к. п. д. при разных режимах работы) с хорошими кавитационными свойствами радиально-осевых турбин.

Ковшовые турбины сохраняют высокие значения к. п. д. при диапазонах изменения мощности, еще больших, чем у поворотнолопастных турбин.

По рабочим характеристикам трудно получить представление о всех режимах работы турбины вследствие того, что для каждого рабочего напора необходимо иметь отдельную кривую, и, кроме того, эти характеристики не показывают кавитационных данных турбины. Поэтому, пользуясь отдельными рабочими характеристиками, строят эксплуатационную универсальную характеристику (рис. 1-10), на которой при постоянной скорости вращения n в координатах напора H и мощности $N_т$ наносятся линии равных к. п. д. и линии равных высот отсасывания H_s.

На характеристику наносятся также линии ограничения мощности, устанавливаемые при напорах ниже расчетного — параметрами турбины, а выше — параметрами генератора.

Эксплуатационные универсальные характеристики, определяющие взаимную связь основных параметров гидротурбин и показывающие зависимость к. п. д. турбины от нагрузки и напора при нормальной скорости вращения, имеют большое значение для организации правильной эксплуатации энергетического оборудования гидроэлектростанций.

Построение рабочих и эксплуатационных универсальных характеристик производится на основе универсальной характеристики модели выбранного типа рабочего колеса для данного диаметра D_1 и скорости вращения n для напоров в диапазоне работы станции.

Разгонные характеристики. Если работающий агрегат отключить от сети, не закрывая направляющего аппарата, то агрегат начнет быстро повышать скорость вращения, которая спустя некоторое время достигнет максимальной величины, называемой разгонной скоростью вращения.

Величины разгонных скоростей вращения гидроагрегата необходимо знать для расчета на прочность вращающихся деталей турбин и генераторов (рабочего колеса турбины, ротора генератора, валов и др.). Однако теоретически подсчитать разгонные скорости вращения не представляется возможным, и поэтому их определяют экспериментальным путем на моделях турбин.

При испытаниях модель доводится до разгонной скорости вращения и строится специальная разгонная характеристика, на которой дается кривая разгонной приведенной скорости вращения $n'_{1р}$ в зависимости от открытия направляющего аппарата.

Разгонная скорость вращения натурной турбины вычисляется по формуле

$$n_р = n'_{1р} \frac{\sqrt{H_{макс}}}{D_1}. \qquad (1\text{-}24)$$

Для турбин с неподвижными рабочими лопастями разгонная скорость вращения зависит от открытия направляющего аппарата и напора воды, а для поворотнолопастных, кроме того, и от угла установки лопастей. Наивысшая разгонная скорость вращения получается при полном открытии направляющего аппарата или близком к нему.

Практика гидротурбостроения показывает, что отношение разгонной скорости к нормальной $n_р/n$ в натурных турбинах достигает: в радиально-осевых турбинах — 1,7—2,0; в поворотнолопастных турбинах при сохранении комбинаторной зависимости — 2,0—2,2; в поворотнолопастных турбинах при нарушении комбинаторной зависимости — 2,4—2,6 и даже до 3,0.

Осевое давление воды. Поток воды, проходя через рабочее колесо, вызывает осевое усилие, действующее на ротор агрегата. Величину этого усилия необходимо знать для расчета деталей турбины и генератора (валов, лопастей рабочего колеса, подпятника агрегата и др.).

Приближенно величину осевого усилия можно определить по эмпирической формуле

$$P_{ос} = kD_1^2 H_{макс}\gamma, \ кгс, \qquad (1\text{-}25)$$

где D_1 и $H_{макс}$ — диаметр рабочего колеса и максимальный напор, *м*; γ — удельный вес воды; k — коэффициент, зависящий от типа колеса.

Для радиально-осевых турбин коэффициент k зависит от быстроходности рабочего колеса, а для поворотнолопастных — от количества лопастей. Значения этого коэффициента даны в табл. 1-1.

Таблица 1-1

Величины коэффициента k для определения осевого давления воды

Радиально-осевые турбины		Поворотнолопастные турбины		Радиально-осевые турбины		Поворотнолопастные турбины	
Коэффициент быстроходности n_s	k[1]	Число лопастей рабочего колеса	k	Коэффициент быстроходности n_s	k	Число лопастей рабочего колеса	k
90	0,055—0,90	4	0,67	250	0,22—0,30	8	0,75
100	0,060—0,11	5	0,69	300	0,30—0,35	—	—
150	0,11—0,16	6	0,71	350	0,37—0,42	—	—
200	0,16—0,22	7	0,73	400	0,40—0,45	—	—

[1]Меньшие значения k следует принимать для бо́льших диаметров рабочих колес.

1-10. НОМЕНКЛАТУРА ГИДРОТУРБИН

Специфика индивидуальности энергетических параметров гидроэлектростанций требует создания гидротурбин самых различных типов, мощностей, размеров и конструкций. С целью большего единообразия типов и размеров применяемых рабочих колес гидротурбин в СССР введена общая номенклатура реактивных (радиально-осевых и поворотнолопастных) вертикальных гидротурбин, обязательная для проектных и строительных гидроэнергетических организаций и заводов-изготовителей.

Сущность номенклатуры заключается в том, что весь вероятный на практике диапазон применения этих турбин по напору от 3 до 500 *м* разбивается на участки, охватываемые наименьшим числом заранее установленных типов (серий) рабочих колес гидротурбин. Каждый тип включает ряд рабочих колес нормализованных диаметров, которые обеспечивают покрытие всего диапазона требуемых мощностей.

Номенклатура гидротурбин устанавливает маркировку турбин, типы рабочих колес, типы установок и ряды диаметров рабочих колес.

Марка турбины включает три обозначения, отделенные друг от друга дефисами: тип рабочего колеса, тип установки, диаметр рабочего колеса.

Условное обозначение типа рабочего колеса состоит из обозначения системы турбины (ПР — пропеллерная, ПЛ — поворотнолопастная, РО — радиально-осевая) и величины максимального напора.

Тип установки обозначается одной буквой, указывающей расположение вала агрегата: В — вертикальный вал, Г — горизонтальный.

Размер турбины указывается в марке номинальным диаметром рабочего колеса D_1, выраженным в сантиметрах.

Таким образом, маркировка ПЛ40-В-500 означает поворотнолопастную гидротурбину с максимальным напором 40 *м*, вертикальным валом и диаметром рабочего колеса $D_1=5{,}0$ *м*. Маркировка РО230-В-450 соответствует радиально-осевой турбине с максимальным напором 230 *м*, вертикальным валом и диаметром рабочего колеса 4,5 *м*.

На рис. 1-11 приведен график номенклатуры крупных вертикальных гидротурбин, на котором в логарифмических координатах напора и мощности указаны области применения каждого из включенных в номенклатуру типов рабочих колес. Таких типов в этой номенклатуре принято: для поворотнолопастных турбин — девять и для радиально-осевых — восемь. Номенклатура охватывает рабочие колеса турбин диа-

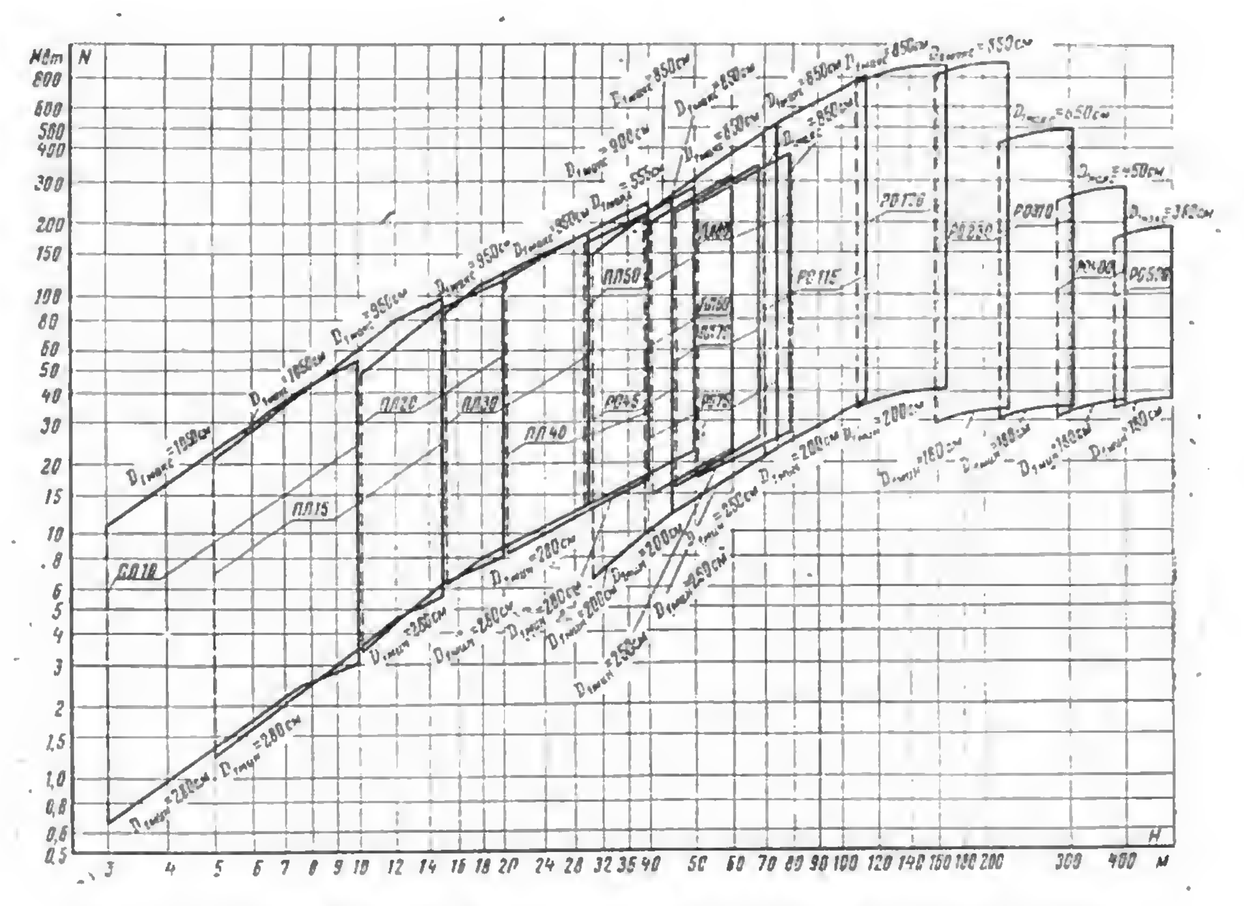
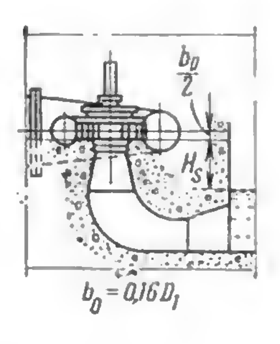


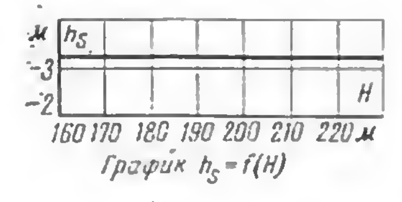
Рис. 1-11. Сводный график номенклатуры крупных вертикальных гидротурбин.

метром: поворотнолопастных — от 2,8 до 10,5 *м*, а радиально-осевых—от 1,8 до 8,5 *м*.

Границы мощностей каждого типа рабочего колеса определяются их принятыми максимальными и минимальными диаметрами, проставленными у соответствующих наклонных линий. Границы применения рабочих колес по напору установлены ориентировочно исходя из обычных допускаемых на практике экономически целесообразных высот отсасывания, а также из условия прочности лопастей.

Для вертикальных поворотнолопастных гидротурбин предельный напор номенклатурой установлен 80 *м*, а для радиально-осевых турбин практическими пределами применения являются 40—500 *м*.





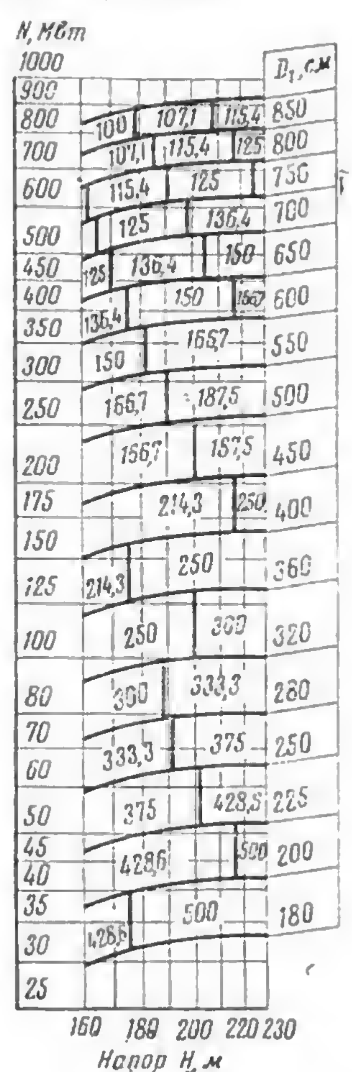


Рис. 1-12. Частный график области применения рабочего колеса типа РО230.

Применение новых типов гидротурбин рекомендуется рассматривать при следующих напорах:

двухперовые поворотнолопастные — в пределах 50—100 *м*;
диагональные поворотнолопастные — от 40 до 150 *м*;
горизонтальные капсульные — до 20 *м*.

Активные ковшовые турбины применяются, как правило, при напорах свыше 500—600 *м*.

Частные графики областей применения отдельных типов рабочих колес (рис. 1-12) построены в тех же координатах, что и сводный график, но с дополнительными данными, позволяющими определить размер турбины (диаметр рабочего колеса) и скорость вращения. На графике каждому нормализованному диаметру рабочего колеса соответствует определенная область мощностей и напоров, очерченная параллелограммом. В каждом параллелограмме показаны также и наивыгоднейшие скорости вращения (*об/мин*) применительно к синхронной скорости вращения генератора при частоте 50 периодов в секунду.

На графиках показаны вспомогательные кривые h_s для определения допустимых высот отсасывания, с помощью которых максимально допустимая высота отсасывания для данной гидроэлектростанции вычисляется по формуле

$$H_s = h_s - \frac{\blacktriangledown}{900},$$

где h_s — допустимая высота отсасывания турбины на уровне моря, *м*;
$\blacktriangledown$ — отметка расположения турбины над уровнем моря, *м*.

Кривые h_s на графиках для поворотнолопастных турбин построены при максимальных и минимальных приведенных расходах, а для радиально-осевых — при максимальных.

1-11. ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОТУРБИН

Мощность гидроагрегата выбирается путем технико-экономического сопоставления вариантов гидроэлектростанции с различным количеством агрегатов с учетом работы станции в энергосистеме, типа машинного здания, схемы энергетических соединений и других факторов по каждой конкретной гидроэлектростанции. При равных технико-экономических показателях на многоагрегатных станциях следует принимать наибольшую технически возможную мощность гидроагрегатов.

Предварительный выбор турбины может быть произведен по сводному графику номенклатуры и частным графикам области применения турбин.

В этом случае по расчетному напору и номинальной мощности, соответствующей напору, из сводного графика выбирают систему турбины и тип рабочего колеса. Диаметр рабочего колеса, скорость вращения и допустимую высоту отсасывания определяют по частному графику области применения выбранного типа рабочего колеса. Полученные таким образом параметры турбины в дальнейшем уточняют расчетом, пользуясь главными универсальными характеристиками, составленными по результатам испытаний моделей каждого типа рабочего колеса.

Уточнение производится по установленным проектной организацией данным: напорам — максимальному $H_{макс}$, расчетному по мощности $H_р$, минимальному $H_{мин}$ и средневзвешенному $H_{ср}$, мощности турбины $N_т$ и отметкам уровней верхнего и нижнего бьефов. При этом расчетным напором по мощности является наименьший напор, при котором турбина способна еще выдать номинальную мощность; а средневзвешенным — напор, имеющий продолжительность в течение 50% времени расчетного периода.

Номинальный диаметр рабочего колеса D_1 (*м*) проверяется по формуле (1-12):

$$D_1 = \sqrt{\frac{N_т}{9{,}81\eta_т Q'_I H_р \sqrt{H_р}}},$$

где $N_т$ — в киловаттах, а $H_р$ — в метрах.

Коэффициент полезного действия турбины в этом случае оценивается предварительно: для радиально-осевых турбин — 0,88—0,90, а для поворотнолопастных — 0,84—0,86. Приведенный расход принимается по универсальной характеристике модели рабочего колеса выбранного типа. Подсчитанный диаметр рабочего колеса округляется до ближайшего нормализованного.

Допустимая высота отсасывания определяется также по расчетному по мощности напору.

Скорость вращения турбины определяется при средневзвешенном напоре по формуле (1-11). При этом значение n'_I выбирается по характеристике на линии, проходящей через точку максимального к. п. д. или несколько выше. Поправку $\Delta n'_I$ можно принимать для всех точек характеристики постоянной, вычислив ее для оптимальной точки по формуле

$$\Delta n'_I = n'_I \left(\sqrt{\frac{\eta_т}{\eta_м}} - 1 \right);$$

По исправленному значению n'_I определяется скорость вращения n и округляется до ближайшей большей синхронной скорости вращения генератора.

Высота отсасывания определяется по формуле

$$H_s = 10{,}0 - \frac{\blacktriangledown}{900} - k\sigma H,$$

где $k = 1{,}05 \div 1{,}1$ — практический коэффициент запаса;

$\blacktriangledown$ — отметка рабочего колеса;

σ — принимается по универсальной характеристике.

Обычно гидротурбины работают на гидроэлектростанциях в переменном режиме, что вызывается изменениями напора или потребляемой мощности. При этом скорость вращения агрегата сохраняется постоянной, а расход турбины, ее к. п. д. и коэффициент кавитации соответственно изменяются. Следовательно, для правильной организации эксплуатации как отдельного гидроагрегата, так и гидроэлектростанции в целом важно знать взаимную связь в работе основных параметров турбины. С этой целью после определения диаметра рабочего колеса и скорости вращения турбины производится построение эксплуатационной универсальной характеристики.

ГЛАВА ВТОРАЯ

КОНСТРУКЦИИ ГИДРОТУРБИН

2-1. ПРОТОЧНЫЙ ТРАКТ ГИДРОТУРБИН

Проточный тракт современной реактивной вертикальной гидротурбины обычной конструкции (рис. 2-1) состоит из следующих основных элементов: турбинной камеры *1*, статора *2*, направляющего аппарата *3*, рабочего колеса *4*, камеры рабочего колеса *5* (фундаментное кольцо — у радиально-осевых турбин) и отсасывающей трубы *6*.

Турбинная камера, имеющая в плане чаще всего спиральную форму, служит для подвода воды к направляющему аппарату турбины. Из турбинной камеры вода поступает в статор турбины, пройдя между ко-

лопнами которого попадает на лопатки направляющего аппарата. Из направляющего аппарата вода поступает в рабочее колесо, конструкция которого зависит от системы турбины, а далее — в отсасывающую трубу и в нижний бьеф или в отводящий канал гидроэлектростанции.

Проточная часть активных ковшовых турбин (рис. 2-2) существенно отличается от проточной части реактивных турбин. Подвод воды из напорного трубопровода *1* к рабочему колесу *2* осуществляется посредством сопла *3* и подвижной иглы *4*, которые являются направляющим аппаратом. Механизмы турбины сверху закрыты кожухом *5*.

Рис. 2-1. Схема проточного тракта реактивной гидротурбины.

Сопло представляет собой сходящийся конический насадок, из отверстия которого струя с большой скоростью попадает на лопатки рабочего колеса (ковши) и заставляет его вращаться. Помещенная внутри сопла игла, перемещаясь в продольном направлении, меняет его выходное сечение и диаметр выходящей струи, регулируя таким образом расход воды и мощность турбины.

2-2. ТУРБИННЫЕ КАМЕРЫ

Подвод воды к рабочим органам реактивных турбин осуществляется через турбинные камеры различных конструкций: открытые, кожуховые, спиральные бетонные и металлические. Выбор конструкции камеры определяется в основном напором и размерами турбины.

Наиболее распространенной формой турбинной камеры является спиральная (рис. 2-3), применяемая для средних и крупных турбин. Радиальные сечения такой камеры постепенно уменьшаются от входа к концу ее. В зависимости от напора спиральные камеры выполняются бетонными или металлическими.

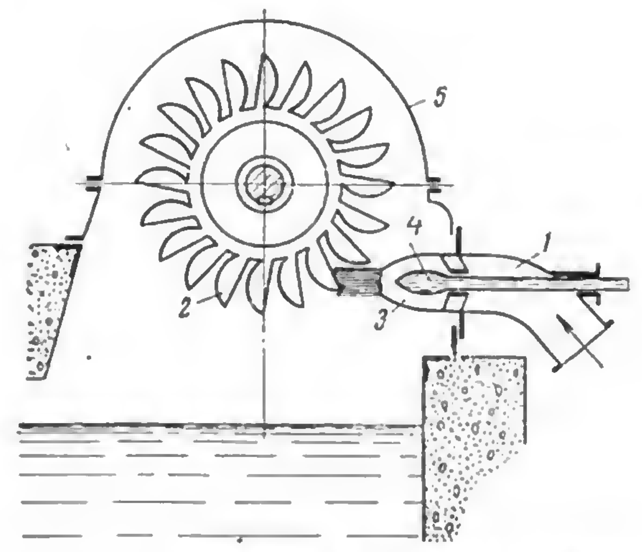


Рис. 2-2. Схема проточного тракта активной гидротурбины.

Для напоров до 80 *м* у вертикальных гидротурбин

применяются обычно бетонные камеры таврового сечения (рис. 2-3,*а*) с частичной или полной металлической облицовкой внутренней поверхности камеры. При более высоких напорах спиральные камеры изготовляются сварными или литыми круглого сечения (рис. 2-3,*б*).

Угол охвата спиральной камеры φ в железобетонных камерах при напорах до 30 *м* может составлять 180—200°, при напорах 30—50 *м* его рекомендуется принимать в пределах 200—225°, а при напорах 50—80 *м* — от 225 до 270°. В металлических спиральных камерах угол охвата обычно принимают 345°.

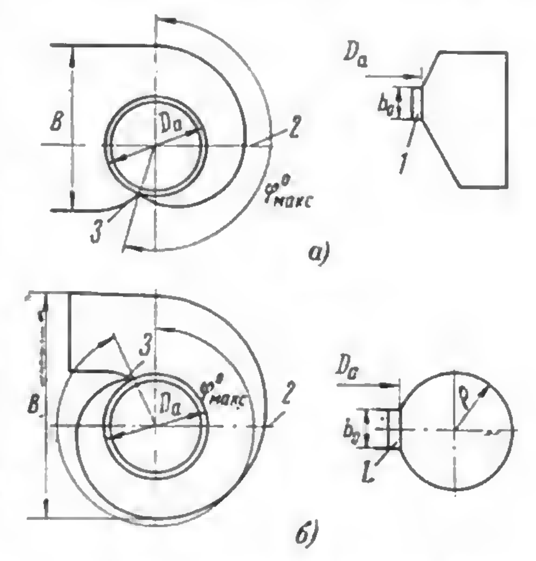


Рис. 2-3. Схемы спиральных камер.

а — бетонная таврового сечения; *б* — металлическая круглого сечения; *1* — колонна статора; *2* — ось турбины; *3* — зуб спирали.

Определение габаритов и формы спиральной камеры как таврового, так и круглого сечения производится исходя из двух условий:

1. Подвод воды к турбине происходит равномерно по всей окружности направляющего аппарата, и, следовательно, радиальная скорость потока v_2, направленная по радиусу к оси турбины, одинакова в каждой точке окружности и равна:

$$v_2 = \frac{Q}{\pi D_0 b_0},$$

где Q — расход воды через турбину, *м³/сек*;

D_0 — внешний диаметр направляющего аппарата, *м*;

b_0 — высота направляющего аппарата, *м*.

2. Движение потока в камере подчиняется так называемому закону постоянства площадей, по которому окружная скорость v_u в любой точке потока на радиусе этой точки r есть величина постоянная:

$$v_u r = \text{const} = k.$$

Габариты спиральной камеры определяются площадью ее входного сечения, зависящей от скорости потока в этом сечении и расчетного расхода, а также углом охвата спирали φ. Поэтому, приняв вначале конструктивную форму входного сечения спирали и задавшись величиной средней скорости $v_{вх}$ (рис. 2-4), определяют площадь входного сечения.

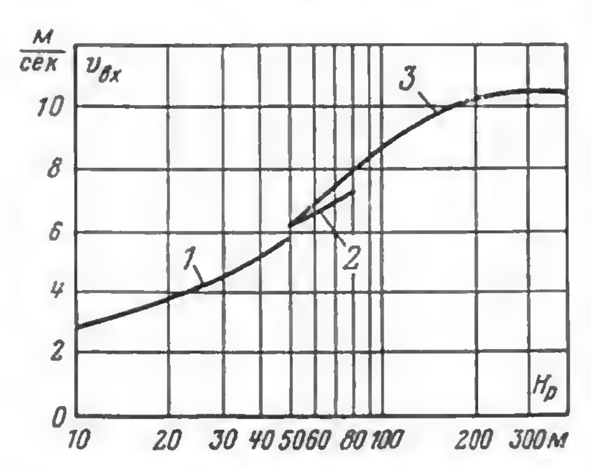


Рис. 2-4. Величины средних входных скоростей в спиральную камеру.

1 — бетонная спиральная камера поворотнолопастных турбин; *2* — металлическая спиральная камера поворотнолопастных турбин; *3* — металлическая спиральная камера радиально-осевых турбин.

По принятому входному сечению спирали рассчитывают затем последующие сечения, необходимые для равномерного подвода воды по всей окружности направляющего аппарата. Этот расчет осуществляется графо-аналитическим или аналитическим способом.

Статор турбины является промежуточной деталью проточного тракта между спиральной камерой и направляющим аппаратом и служит

для передачи на фундамент установки нагрузки от веса неподвижных и вращающихся частей агрегата, осевого гидравлического давления воды на рабочее колесо и веса бетонного массива над агрегатом. Колонны статора профилируются по направлению потока.

В виде отдельного элемента статоры применяются только в бетонных и металлических сварных спиральных камерах вертикальных гидротурбин. В литых спиральных камерах вертикальных и горизонтальных турбин статоры обычно объединены со спиральной камерой в одну конструкцию.

2-3. НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ ГИДРОТУРБИН

Направляющий аппарат реактивных гидротурбин служит для придания потоку необходимого направления при входе на лопасти рабочего колеса и регулирования расхода воды в зависимости от нагрузки и скорости вращения гидроагрегата. В закрытом положении направляющий аппарат полностью прекращает доступ воды к рабочему колесу и выполняет роль закрытого затвора перед турбиной.

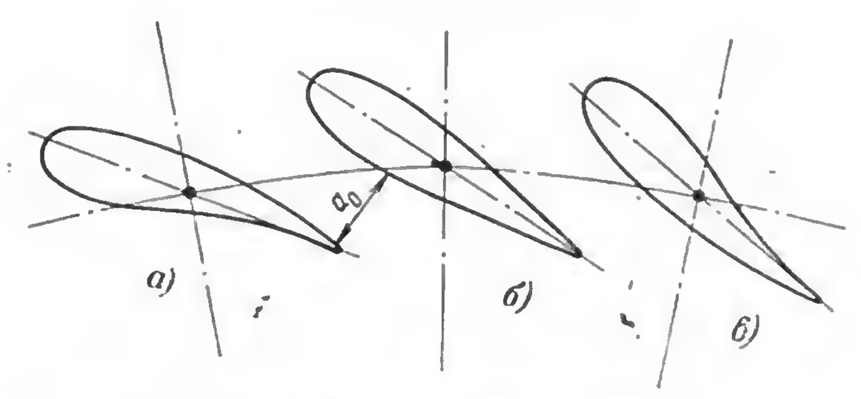


Рис. 2-5. Профили направляющих лопаток.
а — вогнутый; *б* — симметричный; *в* — выпуклый.

Изменение расхода воды через турбину и угла входа потока на лопасти рабочего колеса производится поворотом лопаток направляющего аппарата. Создание безударного входа потока на лопатки рабочего колеса поворотнолопастных турбин во всех режимах работы гидроагрегата осуществляется одновременным поворотом лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса.

Положение направляющих лопаток в процессе регулирования определяется открытием направляющего аппарата a_0, величина которого является кратчайшим расстоянием между выходной кромкой лопатки и телом средней лопатки (рис. 2-5).

Профиль и размеры направляющих лопаток выбираются в зависимости от габаритов и типа спиральной камеры, а также типа рабочего колеса. На рис. 2-5 приведены три наиболее распространенных профиля направляющих лопаток: вогнутый, выпуклый и симметричный.

При выпуклом профиле поток, проходя через лопатки направляющего аппарата, дополнительно закручивается перед рабочим колесом. Лопатки выпуклого профиля применяются в турбинах, устанавливаемых в открытых камерах.

При лопатках вогнутого профиля, поток, наоборот, раскручивается на входе в рабочее колесо. Применяются такие лопатки в радиально-осевых турбинах со спиральными камерами.

В поворотнолопастных турбинах применяются обычно направляющие лопатки наиболее простого симметричного профиля.

На рис. 2-6 изображена схема сил, действующих на лопатки направляющего аппарата в закрытом положении. Равнодействующая давления P приложена в точке, отстоящей от оси поворота лопатки на величину эксцентриситета ε в сторону выходной кромки лопатки. Величина эксцентриситета обычно принимается в пределах (0,03—0,05) L. Эксцентриситет, при котором гидравлический момент $M_г$ действует на открытие направляющего аппарата, считается положительным. В случае отрицательного эксцентриситета направляющий аппарат будет стремиться к самозакрытию.

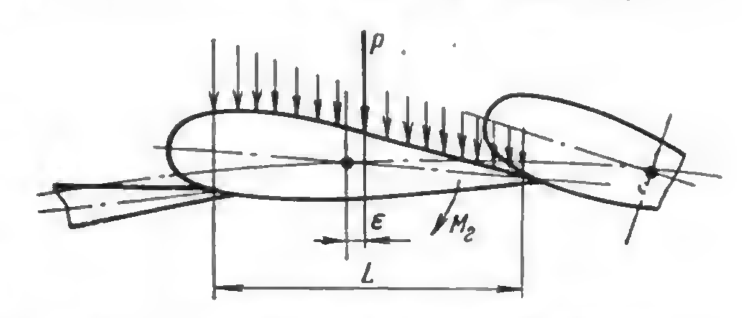


Рис. 2-6. Схема сил, действующих на лопатки направляющего аппарата.

Направляющий аппарат активной ковшовой турбины является органом, в котором происходит преобразование энергии давления в скоростной напор. Он служит также для плавного изменения расхода воды при регулировании турбины. Эти функции выполняются соплом круглого сечения с соосной ему иглой, перемещающейся в осевом направлении.

Сопло (рис. 2-7) состоит из колена *1*, насадка *2* и иглы *3*, опирающейся на крестовину *4*. Очертания насадка и иглы, обеспечивающие высокий к. п. д. сопла, получают опытным путем на основе данных

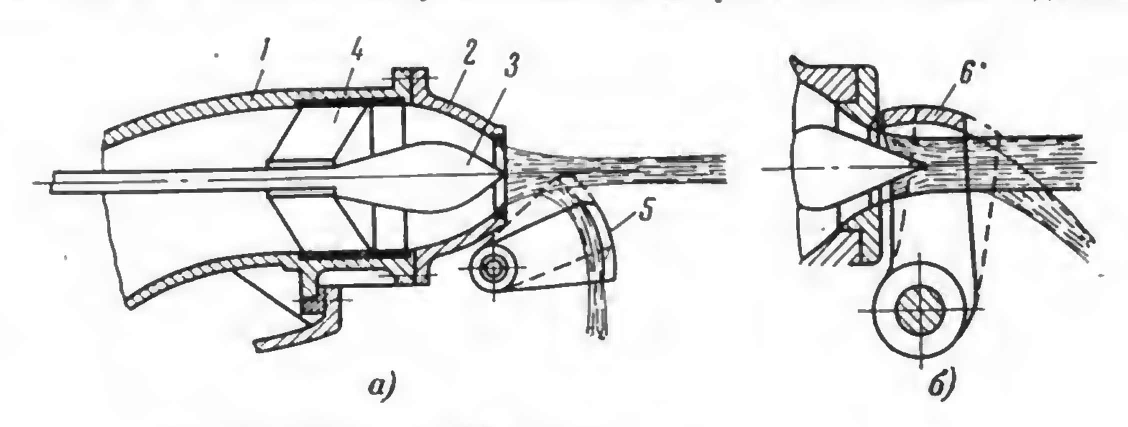


Рис. 2-7. Сопло ковшовой турбины.
а — сопло с обтекателем; *б* — отклонитель струи.

модельных испытаний. При перемещении иглы вдоль оси сопла размеры кольцевой щели между насадкой и иглой изменяются, вследствие чего изменяется и расход воды. Размеры насадка и иглы, а также число сопл зависят от величины расхода при данном напоре.

Для быстрого закрытия турбины следует сразу прекратить подачу воды на рабочее колесо. Если это сделать перекрытием сопла иглой, то в подводящем трубопроводе возникает гидравлический удар, в результате чего может произойти авария. Поэтому при необходимости быстрого закрытия турбины струю воды от колеса отводят в сторону специальным устройством — отсекателем или отклонителем. Отсекатель *5* врезается в струю и отсекает ее частично или полностью, а отклонитель *6* отводит струю в сторону от рабочего колеса. Таким образом подача воды на рабочее колесо уменьшается либо прекращается полностью.

Отклонители и отсекатели связаны рычажной передачей с механизмом перемещения иглы (сервомотором) через специальное устройство, позволяющее осуществить быстрый подвод отсекателя и медленный отвод его от струи по мере передвижения самой иглы.

2-4. РАБОЧИЕ КОЛЕСА

Рабочее колесо радиально-осевой турбины (рис. 2-8) состоит из трех основных элементов: ступицы *1*, лопастей *2* и нижнего обода *3*.

Особенностью конструктивного выполнения рабочих колес радиально-осевого типа является радиальный вход воды на лопасти и осевой выход ее из колеса, а также наличие нижнего обода, охватывающего наружные кромки лопастей.

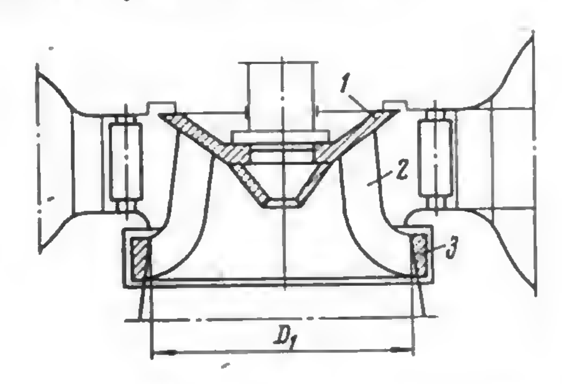


Рис. 2-8. Рабочее колесо радиально-осевой турбины.

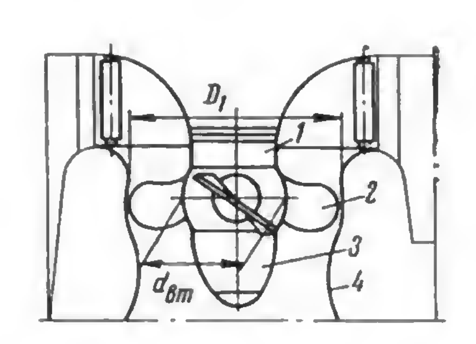


Рис. 2-9. Рабочее колесо поворотнолопастной турбины.

Для обеспечения высоких энергетических показателей турбины лопасти рабочего колеса выполняют сложной пространственной формы. Число лопастей зависит от быстроходности рабочего колеса и принимается от 9 у низконапорных рабочих колес (высокой быстроходности) до 21 у высоконапорных колес (малой быстроходности).

Рабочее колесо осевой поворотнолопастной турбины (рис. 2-9) отличается от колеса радиально-осевой турбины тем, что поток на входе и выходе с лопастей имеет осевое направление, а также отсутствием нижнего обода, меньшим количеством лопастей и возможностью их поворота вокруг своей оси. Оно состоит из корпуса (втулки) *1*, рабочих лопастей *2* и обтекателя *3*.

Количество лопастей, а соответственно и диаметр втулки колеса увеличиваются с повышением напора. При напорах до 20 *м* принимают обычно 4 лопасти, а при напорах 40—80 *м* — до 8 лопастей. Диаметр втулки $D_{вт}$ зависит от количества лопастей и находится в пределах от 0,35 D_1 (при 4 лопатках) до 0,6 D_1 (при 8 лопатках).

Силовой механизм поворота лопастей рабочего колеса (сервомотор) в отечественных поворотнолопастных турбинах, как правило, располагается в корпусе рабочего колеса. В зарубежной практике сервомоторы иногда помещают во фланцевом соединении валов турбины и генератора либо во втулке ротора генератора.

Рабочее колесо располагается в турбинной камере *4*, верхняя часть которой выше оси поворота лопастей, выполняется цилиндрической, а нижняя часть — сферической. Такая конфигурация камеры, не препятствуя установке и демонтажу собранного рабочего колеса, обеспечивает при повороте лопастей минимальные и постоянные зазоры между камерой и лопастями, что приводит к уменьшению протечек воды.

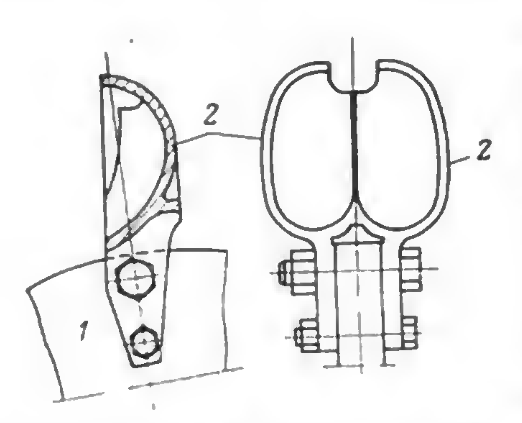


Рис. 2-10. Рабочее колесо ковшовой турбины.

Рабочее колесо ковшовой турбины (рис. 2-10) состоит из диска

1 и размещенных по его окружности лопастей *2*, имеющих форму двух симметричных ковшей, разделенных острой кромкой — ножом. Поступающая на лопасть под напором струя воды разделяется ножом на две части, обтекающие внутренние поверхности лопастей. Обычно рабочее колесо имеет от 18 до 26 лопастей (ковшей).

2-5. ОТСАСЫВАЮЩИЕ ТРУБЫ

Отсасывающая труба реактивной гидротурбины служит для отвода воды из рабочего колеса в нижний бьеф с наименьшими потерями энергии.

Применение отсасывающей трубы дает возможность располагать рабочее колесо турбины выше уровня нижнего бьефа без потери напора и полезно использовать значительную часть кинетической энергии потока, выходящего из рабочего колеса. Особенно важное значение отсасывающая труба имеет для низконапорных гидротурбин, где поток за рабочим колесом сохраняет еще до 40—50% общего запаса энергии.

При наличии отсасывающей трубы под рабочим колесом образуется вакуум, и общий напор, действующий на лопасти рабочего колеса турбины, будет складываться из статического напора, равного разности отметок верхнего бьефа и выходного сечения рабочего колеса, и вакуума под рабочим колесом.

Использование кинетической энергии потока, уходящего из рабочего колеса, осуществляется путем создания дополнительного разрежения под рабочим колесом, для чего отсасывающая труба выполняется в виде конического расходящегося насадка. При такой конструкции отсасывающей трубы скорости потока на выходе из нее получаются значительно меньшими, чем на входе, и, следовательно, уменьшаются потери энергии потока. Однако величина высоты отсасывания и конусность отсасывающей трубы имеют определенные пределы, обусловленные опасностью возникновения кавитации.

Наилучшей формой отсасывающей трубы, обеспечивающей минимальные потери, является прямой конус. Но такие трубы можно применять только на горизонтальных турбинах и на вертикальных турбинах небольшой мощности, так как при необходимой длине прямоосных труб $L = (4{,}5—5{,}0)D_1$ для средних и крупных вертикальных турбин потребуется большое заглубление машинного здания. Поэтому для крупных вертикальных турбин применяют изогнутые отсасывающие трубы.

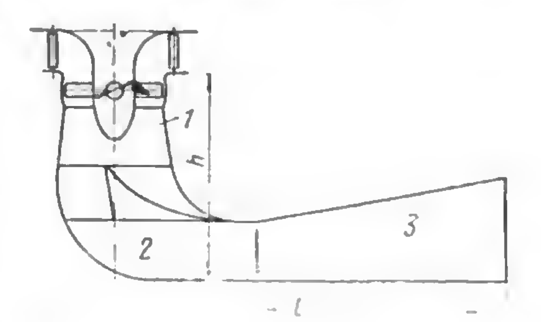


Рис. 2-11. Схема изогнутой отсасывающей трубы вертикальной турбины.

Изогнутая отсасывающая труба (рис. 2-11) состоит из конического расходящегося патрубка *1*, кольца *2* и горизонтального раструба *3*. Габариты изогнутой отсасывающей трубы при установленной ширине блока агрегата определяются двумя основными размерами: высотой h и длиной L.

Для обеспечения достаточно хороших энергетических показателей высоту изогнутых отсасывающих труб вертикальных гидротурбин рекомендуется принимать в поворотнолопастных турбинах при напорах до 30 *м* — $(1{,}9—2{,}3)\ D_1$, а при напорах от 30 до 80 *м* — не менее $2{,}3\ D_1$; в радиально-осевых турбинах — $(2{,}3—2{,}6)\ D_1$. В гидротурбинах подземных ГЭС рекомендуется принимать, как правило, более высокие изогнутые трубы высотой до $(4{,}0—5{,}0)\ D_1$.

Длина отсасывающих труб L вертикальных турбин должна приниматься равной (4,0—5,0) D_1.

Ширина отсасывающих труб по выходному сечению устанавливается в пределах (2,5—2,6) D_1 для поворотнолопастных турбин и (2,7—3,0) D_1 для радиально-осевых турбин.

Верхняя кромка выходного сечения отсасывающей трубы должна быть заглублена не менее чем на 0,5 *м* ниже минимального рабочего уровня нижнего бьефа.

Изогнутые отсасывающие трубы обычно выполняются бетонными, но на выходе из рабочего колеса в местах высоких скоростей потока (свыше 5,0 *м/сек*) поверхность бетона предохраняется от разрушения металлическими листовыми сварными облицовками.

2-6. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ СОВРЕМЕННЫХ ГИДРОТУРБИН

В зависимости от расположения вала гидротурбины всех типов разделяются на вертикальные и горизонтальные.

Вертикальные гидротурбины имеют ряд существенных преимуществ перед горизонтальными:

отсутствие тяжело нагруженных радиальных подшипников;

удобство расположения спиральной камеры в здании станции;

возможность заглубления рабочего колеса ниже уровня нижнего бьефа с целью повышения его кавитационных свойств;

удобство монтажа, демонтажа и обслуживания гидроагрегата в процессе эксплуатации.

Однако вертикальное исполнение гидроагрегатов получило широкое распространение только с созданием гидротурбин большой мощности и возможностью изготовления для них индивидуальных гидрогенераторов. В настоящее время почти все крупные турбины выполняются вертикальными.

Недостатками крупных вертикальных гидротурбин являются изогнутая отсасывающая труба, уступающая по гидравлическим качествам прямой отсасывающей трубе, и большая высота подводной части здания станции.

Гидротурбины с горизонтальным валом малой и средней мощности в прошлом применялись преимущественно в качестве привода различных трансмиссий, а также в совместной работе с серийными горизонтальными генераторами. Но в последнее время горизонтальные турбины средней и большой мощности начали применяться на гидроаккумулирующих электростанциях. Так, на одной из современных зарубежных ГАЭС установлена горизонтальная гидротурбина мощностью 142,2 *Мвт*.

На низконапорных гидроэлектростанциях в настоящее время начинают получать распространение также горизонтальные капсульные гидроагрегаты с осевыми поворотнолопастными турбинами.

Ниже кратко рассмотрим основные конструктивные схемы систем и типов гидротурбин, применяемых в современной гидроэнергетике.

Радиально-осевые гидротурбины применяются, как уже было сказано ранее, в широком диапазоне напоров от 30 до 500—600 *м*. Конструктивные выполнения их зависят от величины напоров, но общая компоновочная схема гидротурбин этой системы практически одинакова.

Подвод воды к рабочему колесу осуществляется, как правило, металлической спиральной камерой через многолопаточный направляющий аппарат, а отвод — изогнутой отсасывающей трубой. Рабочее колесо турбины с помощью фланца присоединяется к валу, который фиксируется в вертикальном положении направляющим подшипником, установленным в крышке турбины. На крышке смонтировано регулирующее кольцо с механизмами поворота направляющих лопаток. В конструкциях крупных гидротурбин на крышке устанавливаются также и сер-

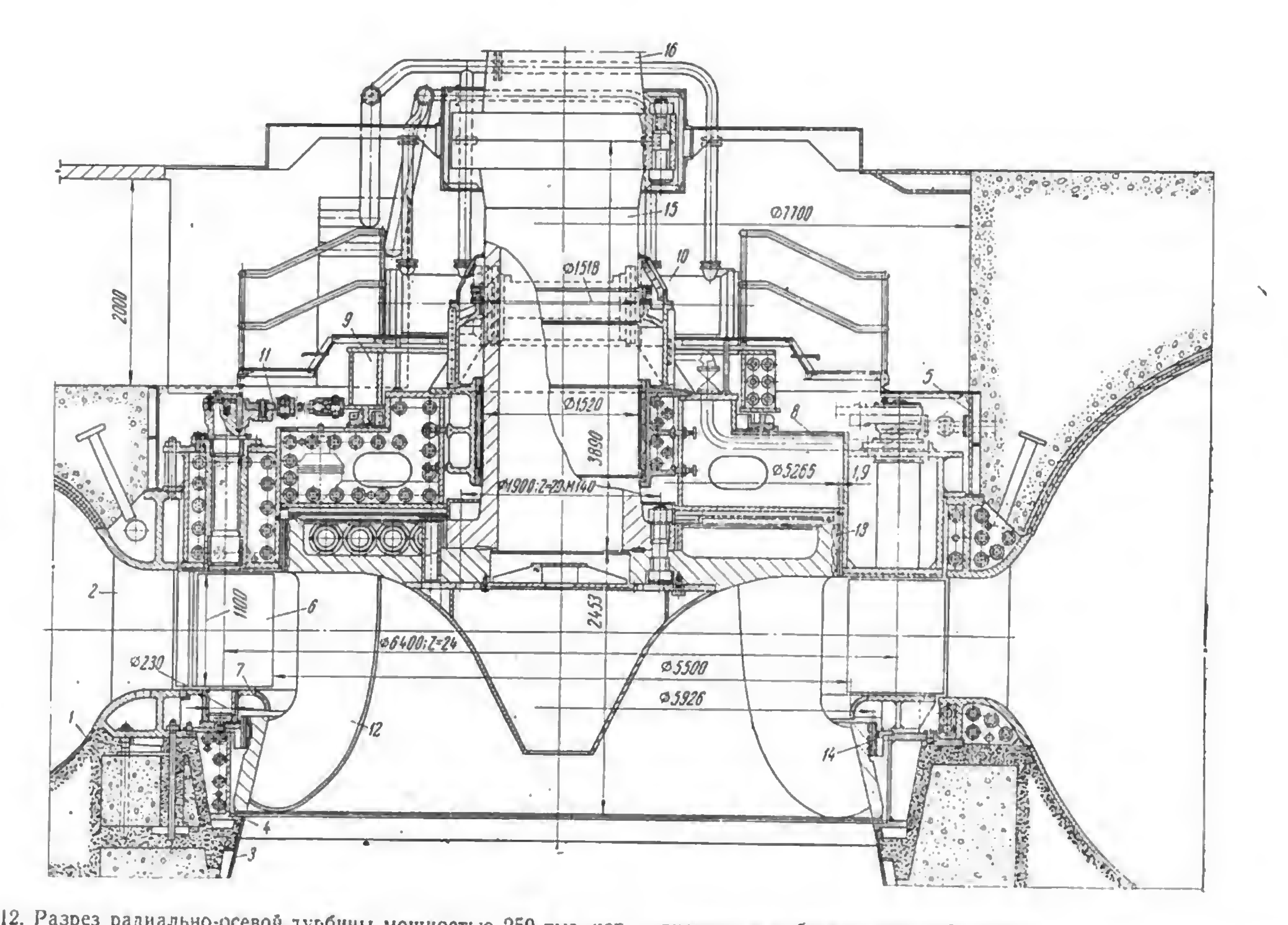


Рис. 2-12. Разрез радиально-осевой турбины мощностью 250 тыс. *квт* с диаметром рабочего колеса $D_1 = 5.5$ *м*.

1 — спиральная камера; 2 — статор; 3 — облицовка отсасывающей трубы; 4 — фундаментное кольцо; 5 — облицовка шахты турбины; 6 — лопатка направляющего аппарата; 7 — нижнее кольцо направляющего аппарата; 8 — крышка турбины; 9 — регулирующее кольцо; 10 — сервомотор; 11 — механизм поворота лопаток направляющего аппарата; 12 — рабочее колесо; 13 — верхнее уплотнение; 14 — нижнее уплотнение; 15 — вал турбины; 16 — вал генератора.

вомоторы направляющего аппарата, являющиеся приводом регулирующего кольца, а при зонтичных гидрогенераторах — и опора подпятника (Красноярская ГЭС).

На рис. 2-12 изображена одна из крупнейших в мире радиально-осевая турбина мощностью 250 тыс. *квт* с рабочим колесом диаметром 5,5 *м*, напором 100 *м* и скоростью вращения 125 *об/мин*, установленная на Братской ГЭС имени 50-летия Великого Октября.

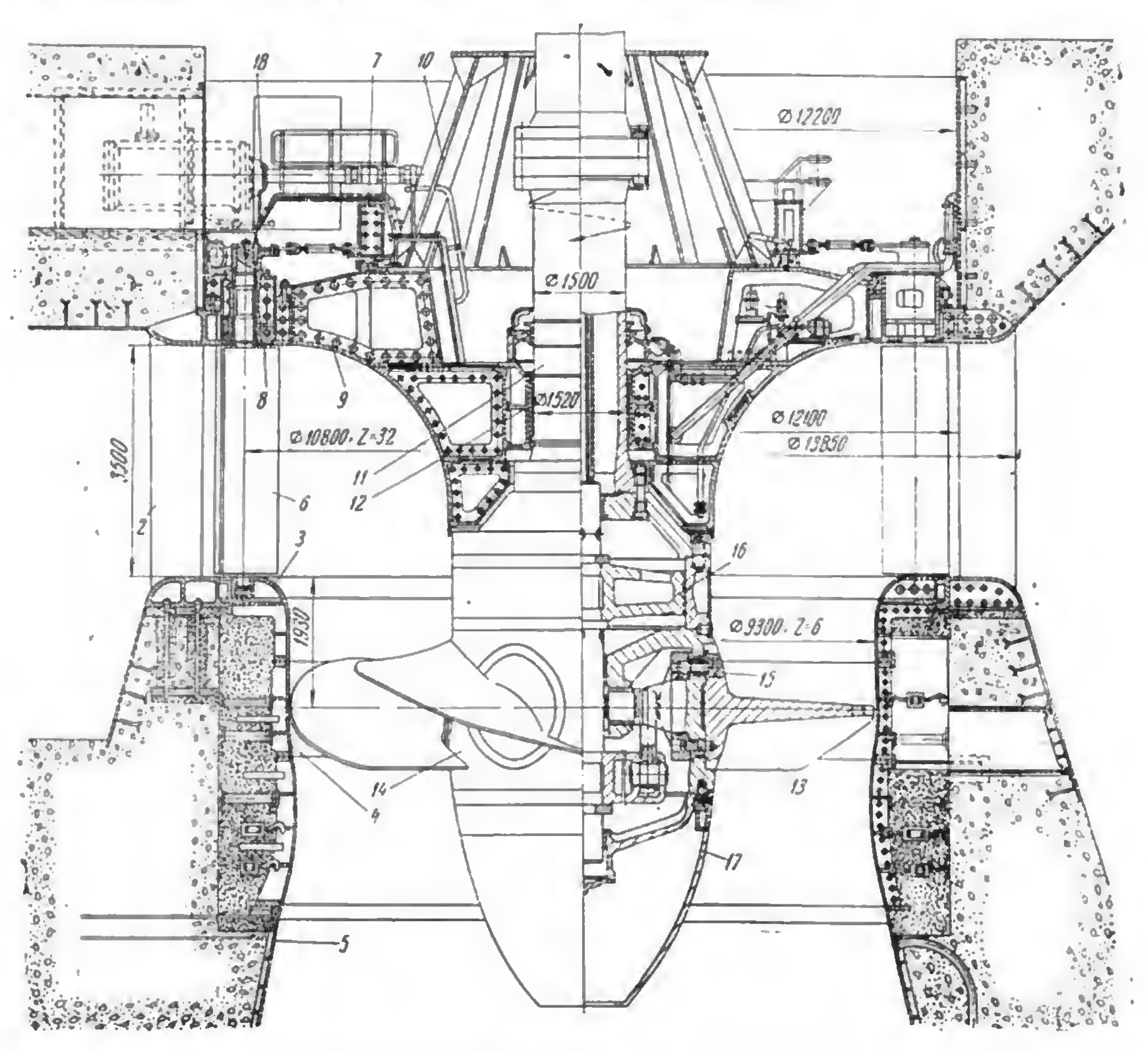


Рис. 2-13. Разрез поворотнолопастной турбины мощностью 115 тыс. *квт* и диаметром $D_1 = 9,3$ *м*.

1 — облицовка спирали; *2* — статор; *3* — нижнее кольцо направляющего аппарата; *4* — камера рабочего колеса; *5* — облицовка отсасывающей трубы; *6* — лопатка направляющего аппарата; *7* — регулирующее кольцо; *8* — верхнее кольцо направляющего аппарата; *9* — крышка турбины; *10* — опора подпятника; *11* — вал; *12* — подшипник; *13* — рабочая лопасть; *14* — втулка колеса; *15* — уплотнение лопасти; *16* — сервомотор рабочего колеса; *17* — обтекатель; *18* — сервомотор направляющего аппарата.

Еще более крупные турбины мощностью 508 тыс. *квт* с рабочим колесом 7,5 *м*, напором 93 *м* и скоростью вращения 93,8 *об/мин* уже работают на Красноярской ГЭС, а для Саянской ГЭС изготовляются гидротурбины мощностью по 650 тыс. *квт*.

Отечественное гидротурбостроение освоило изготовление и крупных высоконапорных радиально-осевых турбин. Так, для Ингурской гидроэлектростанции созданы турбины на максимальный напор 410 *м* мощностью 250 тыс. *квт* с рабочим колесом диаметром 4,5 *м*.

Поворотнолопастные гидротурбины получили большое распространение при сооружении низко- и средненапорных гидроэлектростанций. В зарубежной и отечественной практике эти турбины уже используются

при напорах до 80 *м*. Однако применение их на более высокие напоры сдерживается повышением кавитационного коэффициента в сравнении с радиально-осевыми турбинами и необходимостью вследствие этого практически неэкономичных заглублений рабочего колеса.

Общая схема вертикальных поворотнолопастных турбин аналогична схеме радиально-осевых турбин, но конструкция поворотнолопастных турбин гораздо сложнее из-за необходимости поворота лопастей рабочего колеса. Усложнена также и система регулирования вследствие одновременного взаимосвязанного поворота лопаток направляющего аппарата и лопастей рабочего колеса.

На рис. 2-13 в качестве примера показана крупнейшая в мире поворотнолопастная турбина мощностью 115 тыс. *квт* с диаметром рабочего колеса 9,3 *м*, установленная на Волжской ГЭС имени XXII съезда КПСС. В настоящее время на Саратовской ГЭС работают еще более крупные по габаритам поворотнолопастные турбины диаметром рабочего колеса 10,3 *м*.

Ковшовые гидротурбины используются на гидроэлектростанциях с высокими напорами и достигают значительных мощностей. Наибольшую мощность 203 тыс. *квт* имеют ковшовые турбины с диаметром рабочего колеса 4,0 *м* при напоре 870 *м*, установленные на гидроэлектростанции Мэн-Сепи (Франция). Наибольший напор в 1 767 *м* используется на гидроэлектростанции Рейсел (Австрия), где установлены ковшовые турбины мощностью 22,8 тыс. *квт*.

В отечественной гидроэнергетике ковшовые турбины не имеют пока большого распространения, но при использовании высоких напоров небольших горных рек такие турбины потребуются. На одной из вновь построенных гидроэлектростанций — Татевской установлены отечественные ковшовые гидротурбины мощностью 54,6 тыс. *квт* при напоре 568 *м*, диаметром рабочего колеса 1,86 *м* и скоростью вращения 500 *об/мин*.

На рис. 2-14 показана крупная вертикальная шестисопловая ковшовая турбина мощностью 100 тыс. *квт* на напор 580 *м*, диаметром рабочего колеса 2,64 *м* и скоростью вращения 380 *об/мин*, установленная на гидроэлектростанции Куробегава (Япония).

Проточная часть ковшовых турбин состоит из напорного коллектора-распределителя *1* (одного или нескольких), подводящих сопл *2*, регулирующей иглы *3*, рабочего колеса *4* и кожуха *5*. Ковшовые турбины выполняются как с горизонтальным, так и с вертикальным расположением вала.

Диагональные турбины с поворотными лопастями, предложенные В. С. Квятковским, являются новым типом гидротурбин. За рубежом подобные турбины разработаны инж. Дериацем и установлены на ряде гидроэлектростанций, в том числе на гидроаккумулирующих.

Турбины этого типа являются промежуточными между радиально-осевыми и осевыми поворотнолопастными турбинами. Имея поворотные рабочие лопасти, диагональная турбина сочетает в себе положительные качества осевой поворотнолопастной турбины, сохраняющей высокое значение к. п. д. при разных режимах работы, с хорошими кавитационными свойствами радиально-осевых турбин.

В диагональной турбине с обычным направляющим аппаратом, показанной на рис. 2-15, схема проточной части по существу аналогична схеме проточной части поворотнолопастной турбины. Лишь рабочие лопасти расположены не перпендикулярно к оси агрегата, а под некоторым углом — диагонально. Следовательно, поток поступает на рабочие лопасти, не получив еще полного осевого направления.

Конструктивная схема рабочего колеса диагональной турбины не отличается от схемы рабочего колеса поворотнолопастной турбины, а конструкция всех остальных элементов и узлов аналогична конструк-

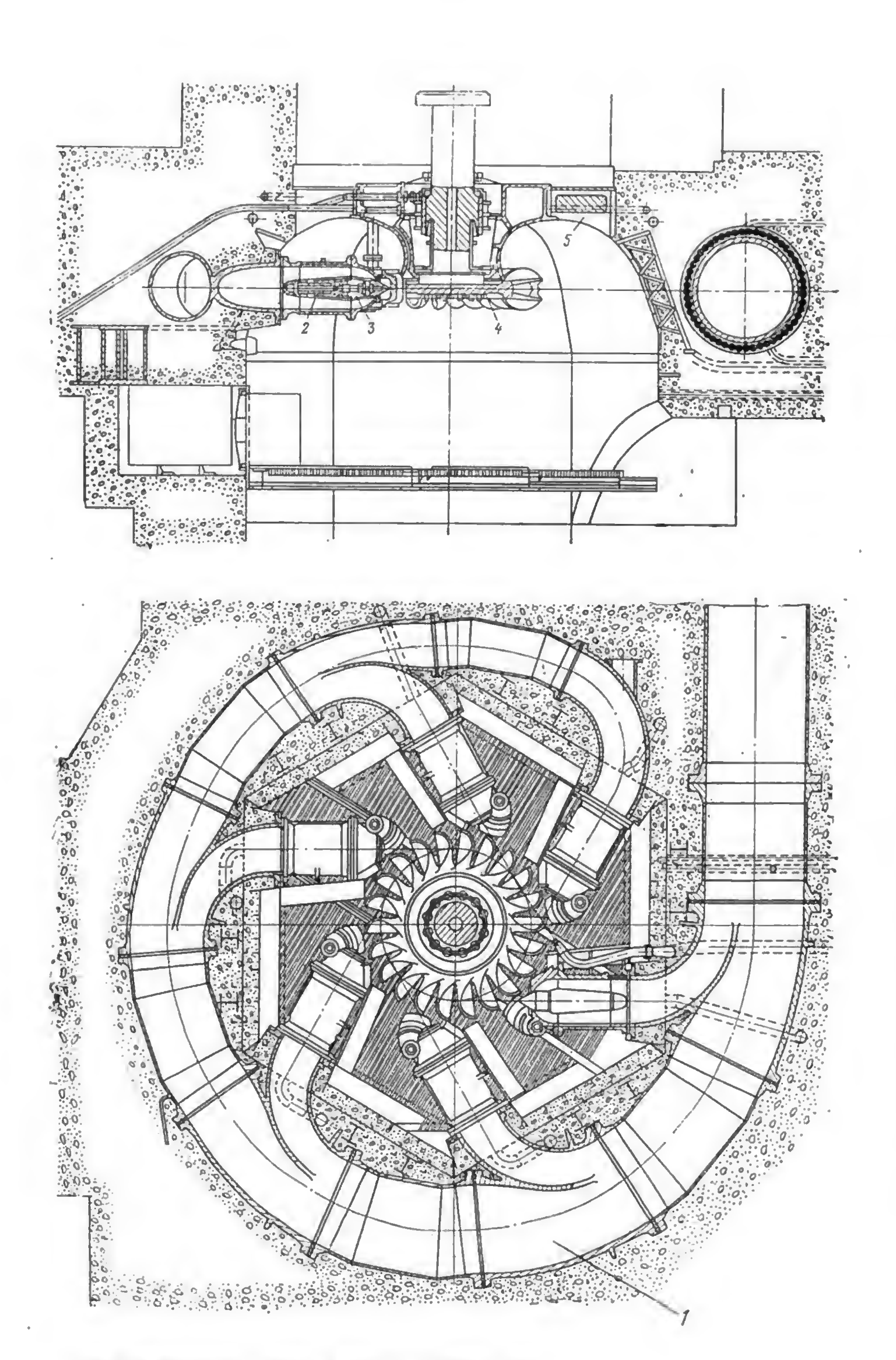


Рис. 2-14. Ковшовая турбина мощностью 100 тыс. *квт*.

ции радиально-осевой турбины. Однако изготовление диагональных турбин требует более высокой технологии и точности обработки и сборки ее элементов.

Опытный образец диагональной турбины мощностью 77 тыс. *квт* при напоре 61 *м* и $D_1=4{,}35$ *м* изготовлен и работает в настоящее время на Бухтарминской ГЭС. Предполагается применение диагональных гидротурбин и на некоторых других гидроэлектростанциях.

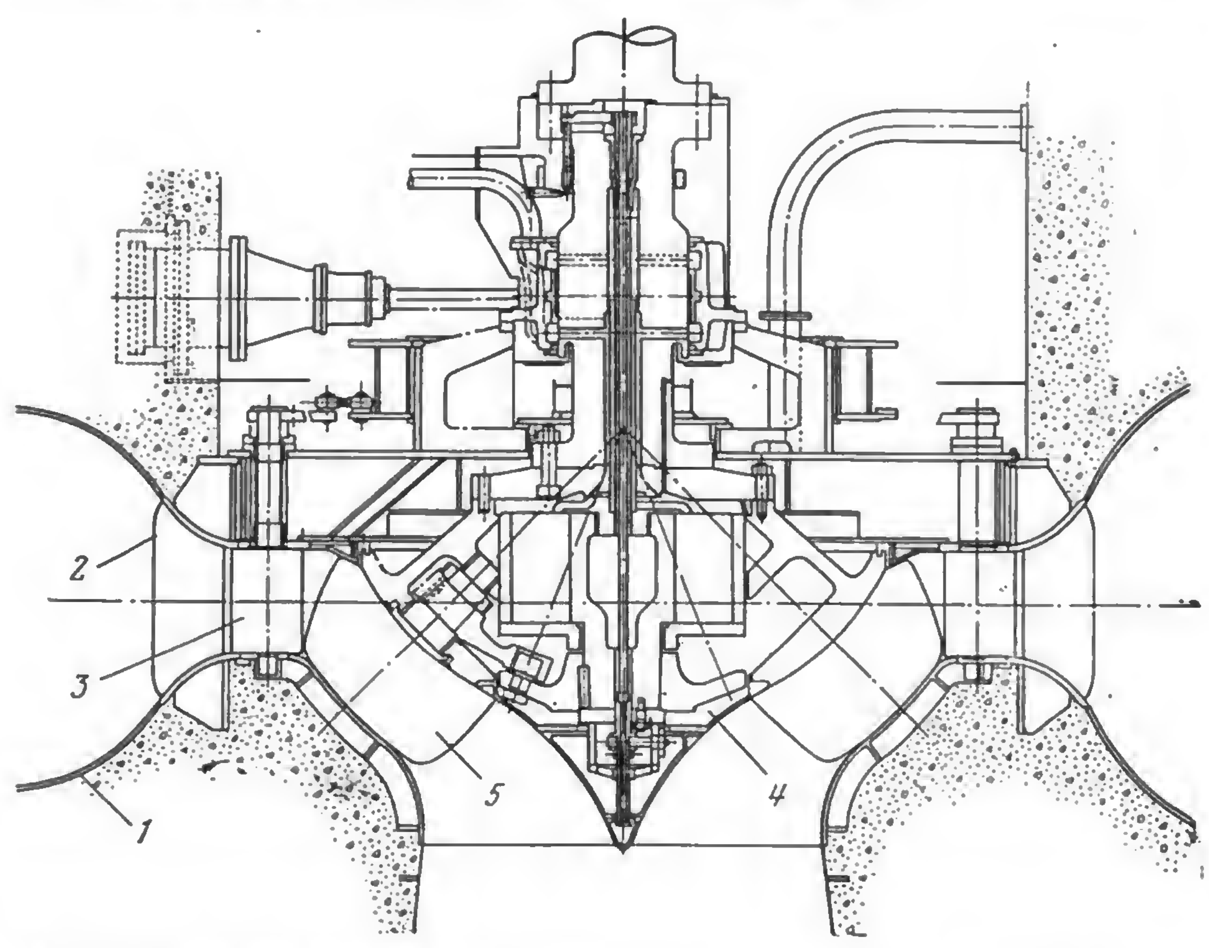


Рис. 2-15. Схема диагональной гидротурбины.
1 — спираль; *2* — статор; *3* — направляющий аппарат; *4* — рабочее колесо; *5* — рабочие лопасти.

Двухперовая гидротурбина является новым типом вертикальной поворотнолопастной турбины. Она конструктивно отличается от обычной поворотнолопастной тем, что на каждом фланце рабочей лопасти размещаются не одна, а две лопасти. Благодаря этому уменьшается количество механизмов поворота лопастей, а следовательно, уменьшается диаметр втулки колеса и пропускная способность турбины увеличивается, что положительно влияет на кавитационные свойства турбины и делает возможным применение турбин этого типа на более высокие напоры. Одновременно с улучшением кавитационных свойств повышается также и к. п. д. турбины.

Повышение энергетических и кавитационных показателей двухперовой турбины позволяет несколько увеличить ее мощность по сравнению с обычной поворотнолопастной турбиной, имеющей такие же габариты, а также уменьшить вес колеса. Опытная двухперовая турбина (рис. 2-16) была установлена и работает на Уч-Курганской гидроэлектростанции. Мощность этой турбины составляет 51,2 тыс. *квт* при максимальном напоре 36 *м*, скорости вращения 115,4 *об/мин* и диаметре рабочего колеса 5,0 *м*. В настоящее время двухперовые турбины установлены и на ряде других гидроэлектростанций, в том числе на Капчагайской ГЭС, мощностью по 108,5 тыс. *квт* при напоре 36 *м*.

Рис. 2-16. Двухпаровая поворотнолопастная турбина мощностью 51,2 тыс. *квт.*

Горизонтальные турбины небольшой и средней мощности являются одним из первых типов гидротурбин. Современная конструкция такой турбины представляет собой горизонтальную радиально-осевую турбину со спиральной камерой (литой или сварной), соединенную непосредственно с горизонтальным генератором. В последние годы начали применяться горизонтальные турбины большой мощности и на высокие напоры, устанавливаемые в основном на гидроаккумулирующих электростанциях в паре с насосами обратной подачи воды.

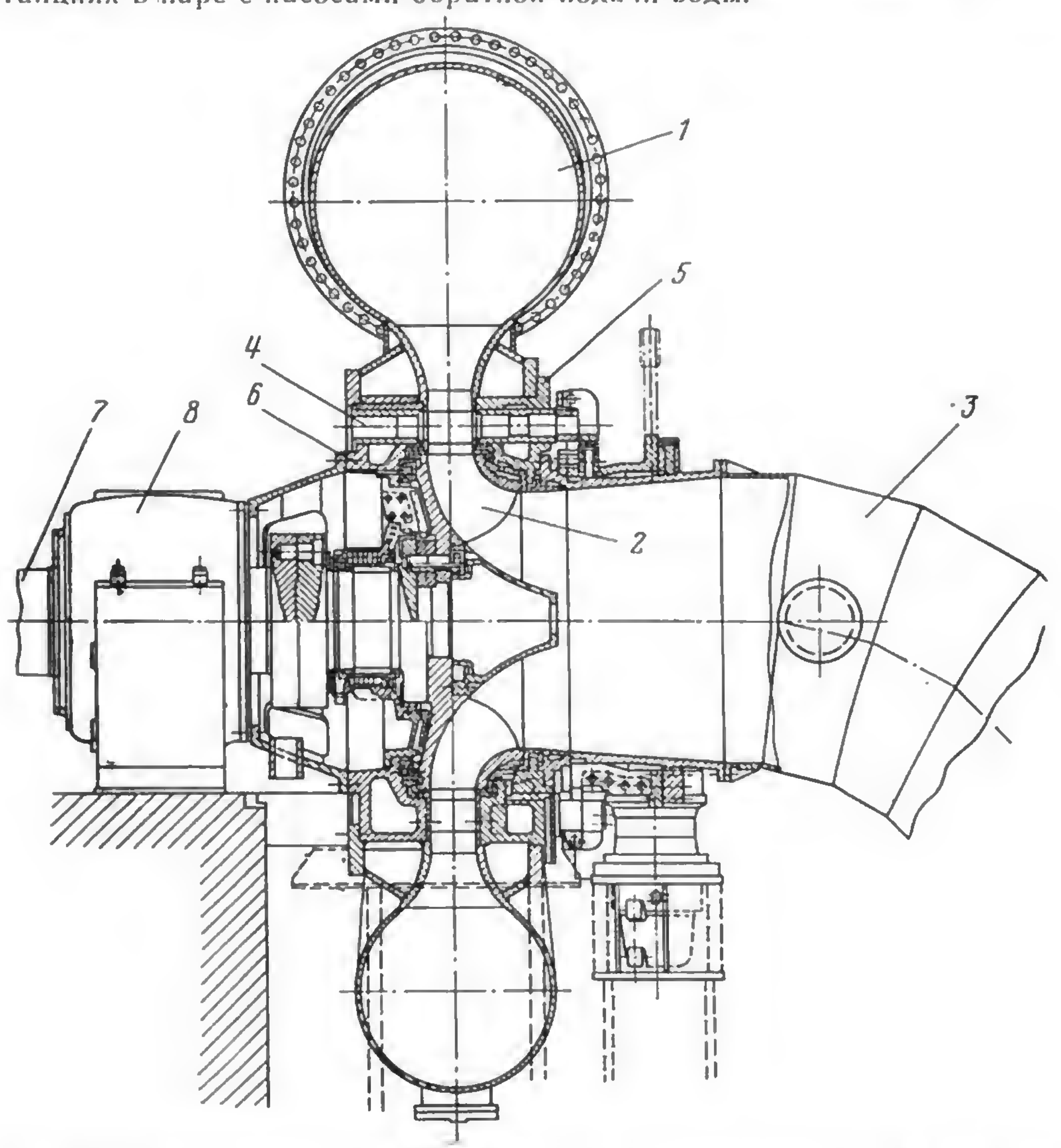


Рис. 2-17. Горизонтальная радиально-осевая гидротурбина мощностью 105 тыс. *квт*.
1 — спиральная камера; *2* — рабочее колесо; *3* — отводящая колено; *4* — лопатки направляющего аппарата; *5* — задняя крышка турбины; *6* — передняя крышка турбины; *7* — вал; *8* — радиально-упорный подшипник.

138—13

На рис. 2-17 показана крупная горизонтальная спиральная радиально-осевая турбина мощностью 105 тыс. *квт* со скоростью вращения 428,6 *об/мин* для напора 288 *м*.

Конструктивная схема горизонтальных турбин таких типов одинакова. Из напорного трубопровода вода поступает в спиральную камеру *1*, которая равномерно распределяет и подает воду в направляющий аппарат. Спиральная камера, стальная сварная, состоит из двух частей с разъемом в горизонтальной плоскости. Пройдя направляющий аппарат и рабочее колесо *2*, вода через отводящее колено *3* и отсасывающую трубу уходит в нижний бьеф. Направляющий аппарат имеет

стальные кованые лопатки *4*, помещенные между передней *6* и задней *5* крышками турбины.

Рабочее колесо, стальное литое, расположено консольно и имеет фланцевое соединение с валом. В турбине небольшой и средней мощности рабочее колесо может быть посажено на вал с фиксированием на валу продольной шпонкой и закреплением фасонной гайкой. Вал турбины опирается обычно на два подшипника: радиально-упорный и радиальный. Радиально-упорный подшипник, кроме опорного вкладыша, имеет двусторонний подпятник.

Горизонтальные турбины небольшой мощности снабжаются маховиком, применяемым для создания необходимого махового момента в гидроагрегате и обеспечения нормальной скорости вращения агрегата при внезапном изменении нагрузки.

Капсульные гидроагрегаты. Использование для низких напоров обычных вертикальных гидротурбин со спиральной камерой и изогнутой отсасывающей трубой приводит к чрезмерному увеличению размеров как самих гидроагрегатов, так и зданий гидроэлектростанций. В связи с этим в последнее время начинают получать распространение горизонтальные капсульные гидроагрегаты с осевыми поворотнолопастными турбинами, оказавшиеся достаточно эффективными для малых напоров.

Основными преимуществами капсульных гидроагрегатов, определяющими рациональность их применения на низконапорных гидроэлектростанциях, являются уменьшение гидравлических сопротивлений в прямоосном проточном тракте, увеличение приведенных расходов, мощности и скорости вращения, а следовательно, уменьшение диаметра рабочего колеса и габаритов гидроагрегата. Упрощение геометрических форм проточной части, а также повышение отметки основания здания станции приводит к некоторому уменьшению объемов строительных работ по его сооружению.

Однако горизонтальным капсульным гидроагрегатам присущ серьезный и труднопреодолимый недостаток — малая устойчивость их параллельной работы в энергосистеме (трудность поддержания постоянной скорости вращения агрегата, а следовательно, и частоты электроэнергии при внезапных сбросах нагрузки) из-за невозможности обеспечения при ограниченных размерах капсулы необходимого махового момента агрегата. Этот недостаток особенно важен на крупных гидроэлектростанциях, имеющих большое значение в работе энергосистемы.

Зарубежным и отечественным опытом гидроэнергостроительства подтверждена технико-экономическая целесообразность применения и достаточная устойчивость в работе капсульных агрегатов мощностью порядка 20—22 тыс. *квт* и диаметром рабочего колеса до 6,0 *м*. С целью проверки возможности повышения мощности и габаритов горизонтальных капсульных гидроагрегатов на Саратовской ГЭС установлены два опытных капсульных агрегата мощностью по 45 тыс. *квт* с диаметром рабочего колеса 7,5 *м*.

В горизонтальном капсульном гидроагрегате (рис. 2-18) гидротурбина и непосредственно соединенный с ней генератор помещены в закрытый обтекаемый кожух (капсулу), установленный на колоннах переднего статора и колоннах статора турбины. Дополнительно кожух агрегата раскреплен в передней части мощными металлическими растяжками, придающими жесткость установке агрегата.

Подвод воды к рабочим органам турбины осуществляется прямоосным водоводом, имеющим прямоугольное входное сечение, которое по мере приближения к капсуле переходит в круглое. Отводится вода прямоосной отсасывающей трубой с круглым сечением на входе, постепенно переходящем к выходу в прямоугольное.

Входная опора — передний статор — состоит из трех профилированных колонн, верхняя из которых предназначена для входа в капсулу. Кроме того, передняя часть капсулы раскреплена в бетонном водоводе тремя мощными металлическими растяжками. Вторая выходная опора — статор турбины — состоит из шести профилированных колонн, приваренных к наружному и внутреннему разъемным кольцам. Проход в капсулу к подшипнику турбины осуществляется через верхнюю колонну статора турбины, имеющую большее сечение. К статору турбины крепятся конический направляющий аппарат и опора подшипника.

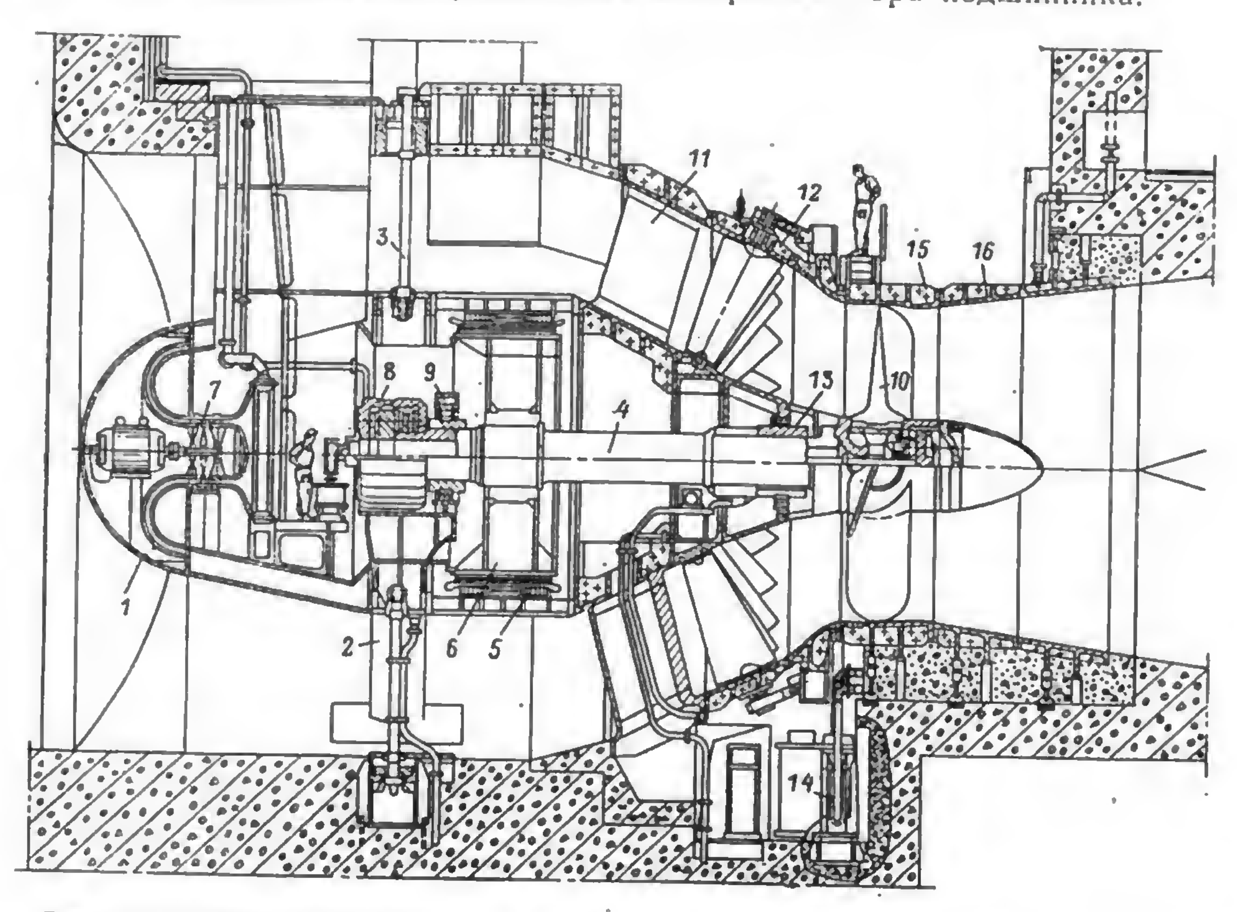


Рис. 2-18. Горизонтальный капсульный гидроагрегат мощностью 17,5 тыс. *квт*.

1 — капсула агрегата; *2* — колонны переднего статора; *3* — растяжки; *4* — вал агрегата; *5* — статор генератора; *6* — ротор генератора; *7* — система воздушного охлаждения генератора; *8* — подпятник; *9* — подшипник генератора; *10* — рабочее колесо; *11* — статор турбины; *12* — направляющий аппарат; *13* — подшипник турбины; *14* — сервомотор направляющего аппарата; *15* — камера рабочего колеса; *16* — облицовка конуса отсасывающей трубы.

Центральная часть капсулы образована статором генератора, присоединенным фланцами к внутреннему кольцу статора турбины и к входной части капсулы. Выходная часть камеры состоит из внутреннего кольца направляющего аппарата и опорного конуса подшипника турбины.

Конический направляющий аппарат наружным и внутренним кольцами прикреплен к статору турбины и к камере рабочего колеса. Направляющие лопатки поворачиваются регулирующим кольцом, расположенным с наружной стороны турбины. Рабочее колесо размещено консольно относительно опорного подшипника.

Вал агрегата может состоять из раздельных валов турбины и генератора, опирающихся на три самоустанавливающихся подшипника с масляной смазкой, либо быть единым с опорой на два подшипника. Двусторонний подпятник располагается между турбиной и ротором генератора, либо на конце вала за ротором генератора.

Верхняя половина камеры рабочего колеса не бетонируется, что позволяет снимать ее для демонтажа рабочего колеса.

Гидроэнергетическое оборудование гидроаккумулирующих электростанций. В связи с неравномерностью энергопотребления в течение суток одной из важнейших и труднотразрешимых проблем энергоснабжения в промышленно развитых странах является покрытие пиков суточных графиков нагрузки энергосистем. Наиболее эффективным источником покрытия пиков считаются гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС), которые, работая в часы провала нагрузок в насосном режиме, подают воду в верхний бьеф станции, срабатывая эту воду затем в турбинном режиме в часы пиков нагрузки.

В соответствии с особенностями работы гидроаккумулирующих электростанций энергетическое оборудование их должно:

обеспечивать надежную и бесперебойную работу агрегатов в различных их режимах — турбинном, насосном и режиме синхронного компенсатора;

обладать высокой маневренностью в работе, допуская быстрый пуск и переключения при изменении режимов;

иметь достаточно высокий к. п. д. при работе как в турбинном, так и в насосном режимах.

Конструктивно-компоновочные схемы энергетического оборудования ГАЭС различны. При четырехмашинной схеме энергетический агрегат состоит из раздельно работающих обычных турбинного и насосного агрегатов. Преимуществами такой схемы является высокий к. п. д. обоих агрегатов, работающих каждый в своем нормальном режиме, и возможность быстрого ввода их в работу. Однако из-за большой стоимости оборудования и чрезмерного увеличения здания станции эта схема практически в настоящее время не применяется.

В трехмашинной схеме агрегат состоит из гидротурбины, жестко соединенной с обратимой электромашиной (двигатель-генератор), и насоса, присоединяемого к электромашине разъемной муфтой при работе агрегата в насосном режиме. Сохраняя высокие к. п. д. раздельных турбины и насоса, эти агрегаты более экономичны для ГАЭС, и поэтому трехмашинная схема получила наибольшее распространение.

Более современными являются двухмашинные агрегаты, состоящие из обратимой гидромашины (турбина — насос) и непосредственно соединенной с ней обратимой реверсивной электромашины (генератор — двигатель). Такая схема упрощает компоновку ГАЭС и уменьшает объем строительных работ по ее сооружению. Поэтому, несмотря на более высокую стоимость оборудования, общая стоимость ГАЭС с двухмашинными агрегатами существенно снижается.

В соответствии с технико-экономическими показателями на современных ГАЭС с напорами до 400 *м* применяют преимущественно двухмашинные агрегаты, а на станциях с более высокими напорами — трехмашинные.

В схемах с четырехмашинными агрегатами применяются обычные турбины и насосы. Двухмашинная схема требует работы гидромашины с одной проточной частью в двух противонаправленных режимах: турбинном и насосном. Конструктивно такая машина не отличается от обычной турбины, но проточная часть ее должна обеспечивать оптимальные показатели как в турбинном, так и в насосном режимах.

Специфичность работы реверсивной обратимой электромашины в турбинном и насосном режимах с разными направлениями вращения требует не только обратимости машины с генератора на двигатель, но и обеспечения нормальной работы подшипников, подпятника и других элементов и узлов при вращении машины в обе стороны.

В связи с достаточно высокими напорами на ГАЭС обычно применяются радиально-осевые турбины. В качестве обратимых машин

в последнее время начинают получать большое распространение диагональные турбины, имеющие близкие оптимальные технико-экономические показатели при работе в обоих режимах.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ ГИДРОТУРБИН

3-1. КЛАССИФИКАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ ГИДРОТУРБИН

Детали и узлы турбины в зависимости от функций, выполняемых в работе агрегата, и их компоновочного положения можно разделить на четыре основные группы: закладные детали, рабочие механизмы, оборудование системы регулирования и вспомогательное оборудование турбины.

К закладным (бетонируемым) деталям вертикальных радиально-осевых турбин относятся спиральная камера, статор турбины, фундаментное кольцо и облицовки, выполняемые в отсасывающей трубе, шахте турбины и нишах для сервомоторов.

Закладными деталями вертикальных поворотнолопастных турбин являются нижняя и верхняя облицовки спиральной камеры, нижнее кольцо направляющего аппарата, статор турбины, камера рабочего колеса, облицовки отсасывающей трубы, шахты турбины и ниш сервомоторов.

В состав рабочих механизмов реактивных и активных гидротурбин входят рабочее колесо, элементы направляющего аппарата с крышкой турбины, сервомоторы направляющего аппарата, вал турбины, направляющий подшипник.

Оборудование автоматического регулирования состоит из колонки регулятора с механизмами регулирования, маслонапорной установки и системы масляных и воздушных трубопроводов.

К вспомогательному оборудованию и механизмам турбины относятся клапаны срыва вакуума, холостые выпуски и затворы перед турбинами, а также аппаратура и устройства для наблюдения за состоянием, работой и автоматизацией управления гидроагрегатом.

3-2. СПИРАЛЬНЫЕ КАМЕРЫ

Спиральные камеры низконапорных турбин располагаются непосредственно в бетонном блоке машинного здания и являются его конструктивным элементом. В связи с этим они обычно выполняются прямоугольного сечения, наиболее простого по очертанию из условий укладки бетона. Внутреннее давление воды в камере воспринимается бетоном блока здания. Для предохранения бетона от разрушения потоком у входа в направляющий аппарат применяются металлические облицовки верхних и нижних конусов спирали из стальных листов, присоединяемых к статору и закрепляемых в бетоне.

Спиральные камеры средне- и высоконапорных турбин изготовляются металлическими, воспринимающими внутреннее давление потока и предохраняющими от фильтрации воды в бетон. После установки на место спиральные камеры бетонируются, входя таким образом также элементом в конструкцию бетона машинного здания.

Для средненапорных турбин спиральные камеры принимаются круглого сечения и выполняются сварными из стальных листов (рис. 3-1). Толщина сварных спиральных камер определяется из условия нагрузки спирали только внутренним давлением воды. Поэтому для

разных сечений спирали принимают листы различной толщины. Наиболее толстые листы ставят во входном сечении, а далее по мере уменьшения площади сечения толщина листов уменьшается. В зависимости от размеров спиральной камеры звенья ее изготовляются составными в соответствии с нормальными размерами металлических листов и транспортными габаритами.

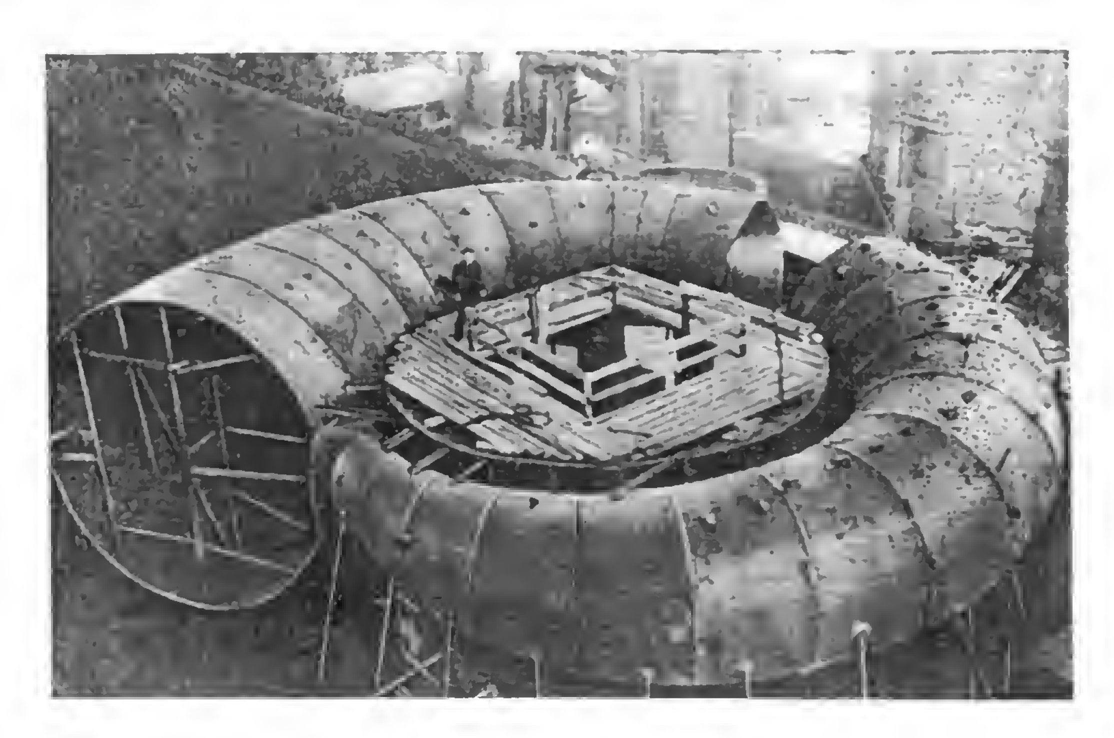


Рис. 3-1. Сварная спиральная камера.

С целью защиты бетона, плохо работающего на изгиб и разрыв при передаче на него внутреннего давления воды через металлическую облицовку, между верхней наружной поверхностью спирали и бетоном укладывается упругая войлочная прокладка. Для предохранения облицовки спиральной камеры от внешнего давления просочившейся через бетон воды выполняется специальный дренаж в виде желоба по низу прокладки вокруг спирали.

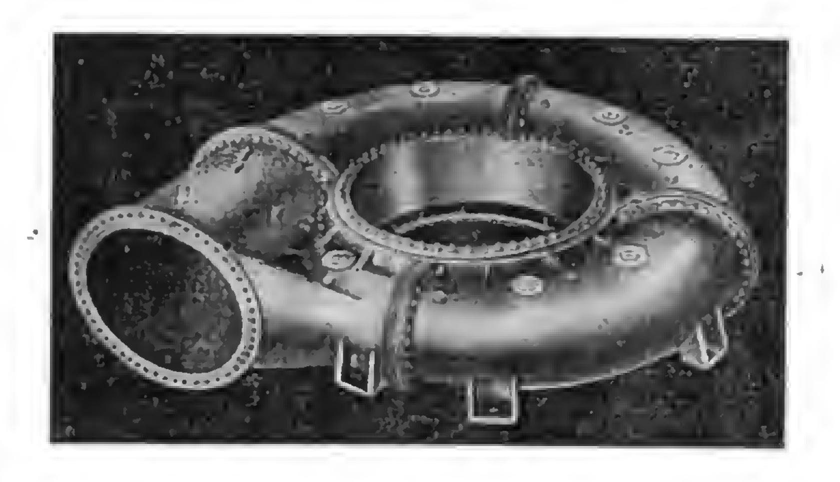


Рис. 3-2. Литая спиральная камера.

Для высоконапорных турбин применяют обычно литые спиральные камеры круглого сечения (рис. 3-2), служащие также опорой турбины. На них монтируются направляющий аппарат, сервомоторы, направляющие подшипники и другие детали. Из-за условий транспортировки ли-

тые спиральные камеры выполняются разъемными из нескольких частей, соединяемых между собой с помощью болтов. На заводе спиральные камеры полностью обрабатываются, проходят контрольную сборку и гидравлические испытания.

3-3. СТАТОРЫ ГИДРОТУРБИН

Конструкция и технологическое исполнение статоров вертикальных гидротурбин, являющихся промежуточным элементом проточного тракта турбины между спиральной камерой и направляющим аппаратом, зависит от типа турбины и конструкции спиральной камеры.

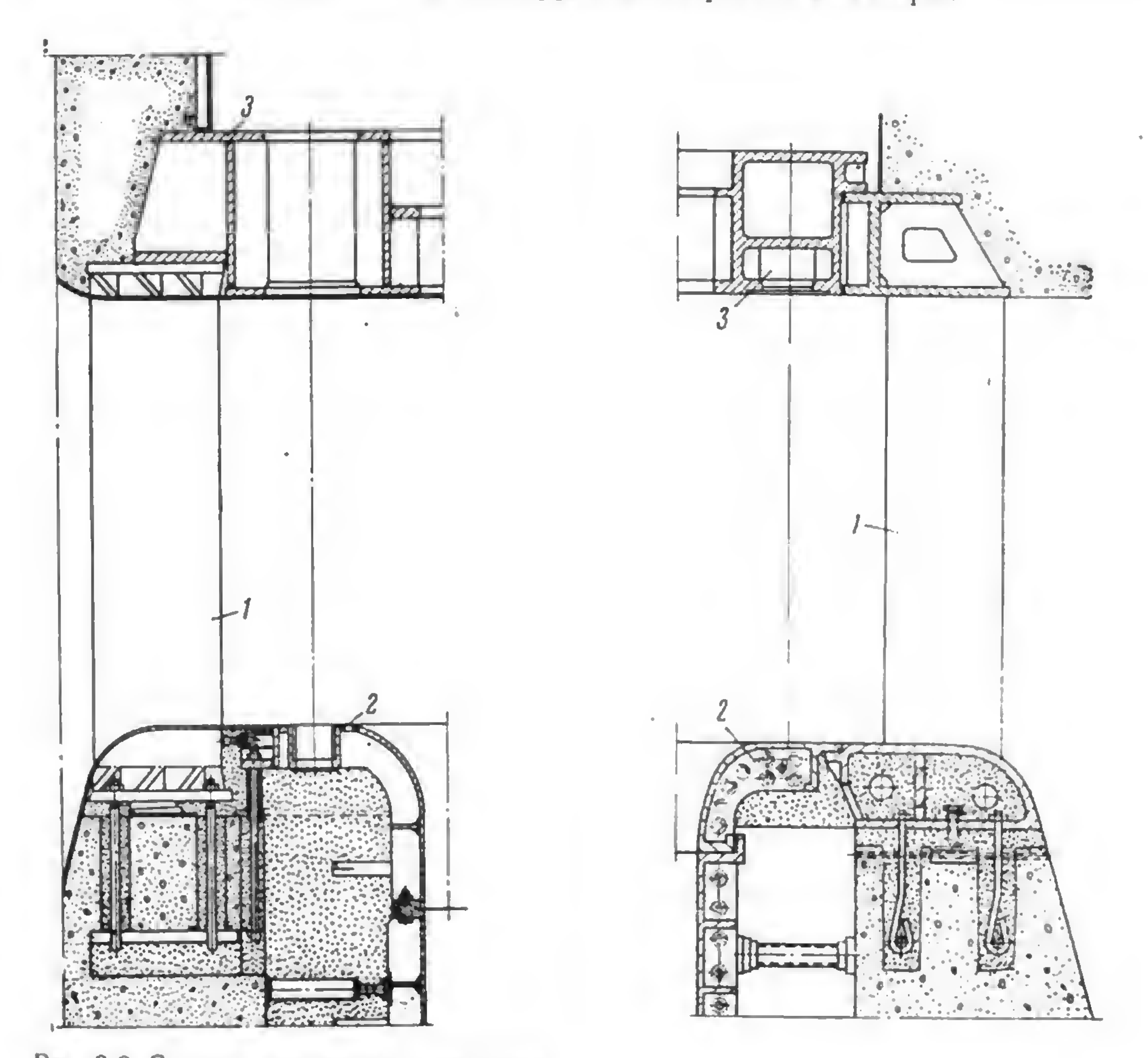


Рис. 3-3. Статор с отъемными колоннами.
1 — колонны статора; 2 — нижнее кольцо направляющего аппарата; 3 — верхнее кольцо направляющего аппарата.

Рис. 3-4. Кольцевой статор.
1 — статор; 2 — нижнее кольцо направляющего аппарата; 3 — верхнее кольцо направляющего аппарата.

Для бетонных спиральных камер, применяемых в поворотнолопастных турбинах, статоры могут выполняться в виде отдельных металлических опорных колонн, закрепляемых в бетоне верхнего и нижнего конусов спиральной камеры. Такие статоры достаточно просты в изготовлении, но вследствие отсутствия надежной фиксации их в бетоне возможен перекос направляющего аппарата при неравномерной усадке бетонного блока. Поэтому в современных конструкциях крупных турбин с бетонными спиральными камерами отъемные колонны статора в верхней части жестко связываются в процессе установки верхним кольцом

направляющего аппарата, а внизу заделываются в бетон (рис. 3-3). Изготовляются опорные колонны и кольца статора обычно сварными.

Наиболее надежной конструкцией статора для бетонных спиральных камер является статор, изготовленный в виде кольцевой детали, в которой опорные колонны объединены верхним и нижним ободами в единую сварную конструкцию (рис. 3-4). Однако для очень крупных поворотнолопастных турбин из-за условий транспортировки приходится все же выполнять статоры с отъемными колоннами.

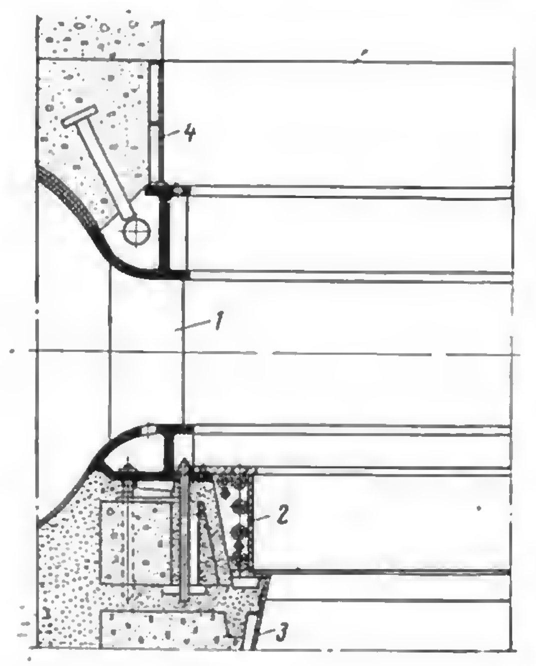


Рис. 3-5. Статор металлической спиральной камеры.

1 — статор; 2 — фундаментное кольцо; 3 — облицовка конуса отсасывающей трубы; 4 — облицовка шахты турбины.

Для металлических спиральных камер крупных радиально-осевых турбин применяются стальные сварно-литые либо сварные кольцевые статоры (рис. 3-5). Верхние и нижние ободы этих статоров имеют по наружной окружности фланцы, к которым присоединяется (обычно сваркой) облицовка спиральной камеры. Статоры небольших радиально-осевых турбин с диаметром рабочего колеса менее 3,0 *м* нередко изготовляются цельнолитыми.

В сварно-литой конструкции статора опорные колонны, верхний и нижний ободы отливаются раздельно и затем свариваются в единую конструкцию. Сварные статоры изготовляются путем сварки его элементов, состоящих из плоского, гнутого и штампованного проката.

В конструкциях гидроагрегатов с подпятником, расположенным на крышке турбины, передача осевой нагрузки к блоку машинного здания более удобно и надежно осуществляется посредством кольцевого статора.

Статоры высоконапорных радиально-осевых турбин со стальными спиральными камерами изготовляются совместно с камерой, являясь ее выходным элементом.

Количество и размеры колонн в плане, их конфигурация и расположение определяются геометрической формой спиральной камеры, условиями обтекания колонн потоком и требованиями прочности.

3-4. КАМЕРА РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Проточная поверхность камеры рабочего колеса поворотнолопастной турбины (рис. 3-6) выполняется обычно цилиндрической кверху от оси лопастей рабочего колеса и сферической ниже оси. В нормализованной камере рабочего колеса общая высота ее $H_к$ принимается (0,5—0,53) D_1.

Обычно камера рабочего колеса состоит из нижнего кольца направляющего аппарата *1* и нескольких промежуточных цилиндрических поясов *2*, соединенных между собой болтами. Верхним фланцем камера соединена со статором *3*, а нижним опирается на фундаментные балки *4* и соединяется с облицовкой конуса отсасывающей трубы *5* через сопрягающий пояс *6*. Для лучшего закрепления в бетоне и увеличения жесткости камера на наружной поверхности имеет ребра. В центральной части камеры против осей лопастей рабочего колеса обычно предусматривается отъемный небетонируемый сегмент, который дает возможность вынимать лопасти рабочего колеса при ремонтах или замене их.

В последних конструкциях турбин камеры часто выполняются сварными из вальцованных или штампованных стальных листов. В некоторых случаях нижнее кольцо направляющего аппарата выполняется отъемным и не бетонируется. Это дает возможность производить монтаж камеры и ее бетонирование вне зависимости от готовности направляющего аппарата.

Камера рабочего колеса подвержена действию переменных сил, возникающих при вращении рабочего колеса вследствие чередования повышенных и пониженных давлений, что вызывает иногда расшатывание камеры. Особенно опасны такие колебания для турбин больших размеров, у которых по условиям транспортировки камера выполняется составной из отдельных элементов, соединенных между собой в вертикальной и горизонтальной плоскостях фланцами с болтами. Подвергаясь переменным нагрузкам, болтовые соединения могут ослабеть и привести к нарушению стыков. Для лучшего крепления камеры с основным бетоном применяются растяжки *7* и распорные домкраты *8*.

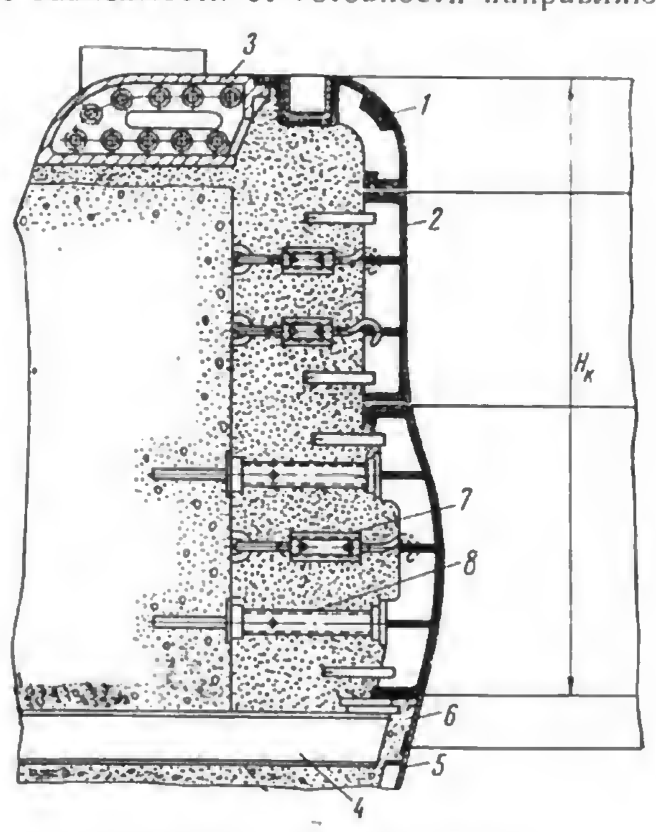


Рис. 3-6. Камера рабочего колеса.

В радиально-осевых турбинах камерой рабочего колеса является фундаментное кольцо, на котором и устанавливается статор турбины (рис. 3-5). На внутреннем верхнем фланце фундаментного кольца располагаются нижнее кольцо направляющего аппарата и неподвижное уплотнение рабочего колеса, а к внутренней части нижнего фланца присоединяется облицовка конуса отсасывающей трубы. При монтаже, ревизиях и демонтаже турбины внутренний нижний фланец служит опорой рабочего колеса с валом.

Фундаментное кольцо изготовляется литым чугунным либо стальным сварным. Нижняя часть его для предохранения от кавитационных разрушений иногда облицовывается стальными листами.

3-5. НАПРАВЛЯЮЩИЕ АППАРАТЫ РЕАКТИВНЫХ ГИДРОТУРБИН

В современных конструкциях реактивных гидротурбин применяются следующие типы направляющих аппаратов:

цилиндрический (радиальный), оси лопаток которого параллельны друг другу и оси турбины и расположены на цилиндрической поверхности;

конический с осями лопаток, расположенными на конической поверхности под углом к оси турбины;

осевой, в котором оси лопаток расположены радиально по отношению к оси агрегата.

Преимущественное распространение получил цилиндрический направляющий аппарат, применяемый в нормальных конструкциях радиально-осевых и поворотнолопастных гидротурбин.

Конический направляющий аппарат применяется в основном для горизонтальных капсульных гидроагрегатов, а осевой — в горизонтальных гидротурбинах, имеющих прямоосный неспиральный подвод воды.

Эти типы направляющих аппаратов большого распространения в настоящее время не имеют, и поэтому конструктивное выполнение их не рассматривается.

На рис. 3-7 показан цилиндрический направляющий аппарат крупной поворотнолопастной турбины. Направляющие лопатки *1* располага-

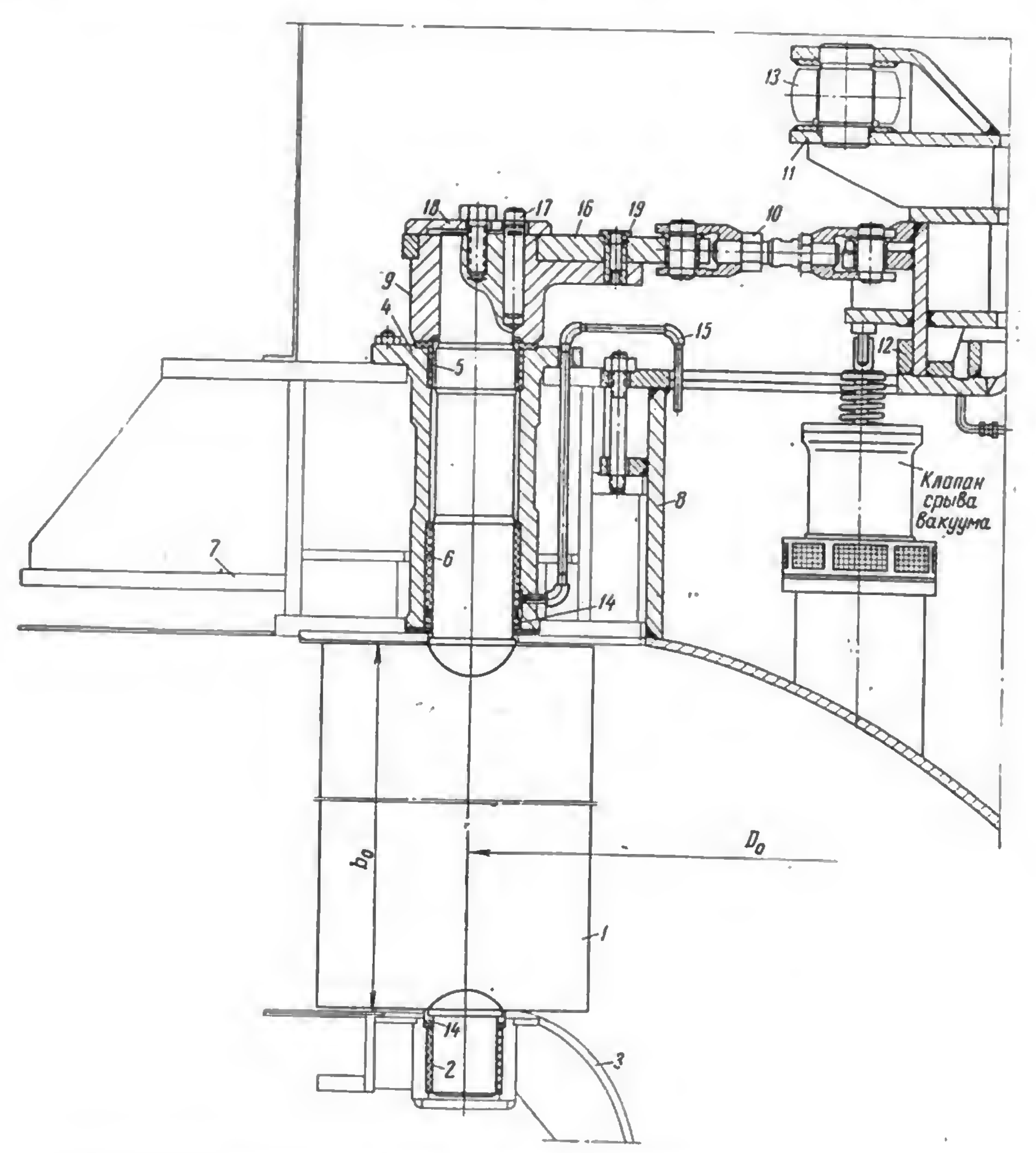


Рис. 3-7. Направляющий аппарат поворотнолопастной турбины.

ются по окружности D_0 сразу за статором на входе в турбину. Нижняя цапфа лопатки направляется втулкой *2*, установленной в нижнем направляющем кольце *3*, а верхняя — подшипником *4*, имеющим две втулки *5* и *6*. Подшипник установлен в верхнем кольце направляющего аппарата *7*, которое наружным фланцем опирается на верхний фланец статора. На внутренний фланец кольца устанавливается крышка турбины *8*. Посредством рычага и регулируемой при монтаже серьги

10 верхний конец цапфры лопатки соединен с регулирующим кольцом *11*, установленным на его опоре *12*. Тягами *13* регулирующее кольцо соединяется с сервомоторами направляющего аппарата. При перемещении поршней сервомоторов регулирующее кольцо поворачивается и с помощью серег и рычагов открывает или закрывает лопатки направляющего аппарата.

Для закрытия направляющего аппарата и обеспечения остановки турбины при заклинивании посторонних предметов между смежными лопатками в приводе лопаток предусматривается ломкое соединение. Поэтому в случаях заклинивания направляющий аппарат все же закрывается, за исключением каналов с лопатками, между которыми попали посторонние предметы.

В большинстве современных конструкций ломкое соединение выполняется в виде срезного цилиндрического штифта *19*, устанавливаемого в верхней части рычага *16* и его втулки *9*. Рычаг закрепляется на верхней цапфе лопатки с помощью штифта *17*. Крышка лопатки *18* устанавливается на рычаг сверху и соединяется болтом с верхней цапфой. На этом болте лопатка подвешивается, опираясь через втулку рычага на торец подшипника, что дает возможность выверить и установить лопатку с одинаковыми верхним и нижним торцевыми зазорами.

Предотвращение протечек воды из турбины по цапфам направляющих лопаток осуществляется уплотнением *14*, состоящим из резиновых или кожаных манжет. Вода, просачивающаяся через манжету верхней цапфы, собирается в кольцевую проточку в корпусе подшипника и отводится по трубе *15* в крышку турбины.

Опорные втулки подшипника и нижней цапфы выполняются из бронзы или лигнофоля. Лигнофоль представляет собой древеснослоистый пластик из березового шпона и обладает высокими механическими и антифрикционными свойствами, но склонен к разбуханию в воде. Смазку как бронзовых, так и лигнофолевых втулок следует производить густым маслом или солидолом.

Лопатки направляющего аппарата отливаются стальными пустотелыми совместно с цапфами. На крупных гидротурбинах в последнее время начали применять сварные конструкции направляющих лопаток, состоящие из кованых цапф и штампованного из листового металла пера лопатки.

Для предотвращения протечек воды через направляющий аппарат в его закрытом положении в крупных низко- и средненапорных турбинах применяются резиновые уплотнения. Конструктивно такое уплотнение представляет собой строганый паз во входной части лопатки, выполненный в виде ласточкиного хвоста, в который заложен специальный резиновый шнур (рис. 3-8,*а*). Дополнительное закрепление резинового шнура может быть обеспечено применение прижимной планки (рис. 3-8,*б*). Такие шнуры закладываются в кольцевые пазы, проточенные в нижнем кольце направляющего аппарата. В закрытом положении выходная кромка каждой лопатки прижимается к резиновому шнуру соседней лопатки, а шнуры в верхнем и нижнем кольцах уплотняют зазоры в торцах.

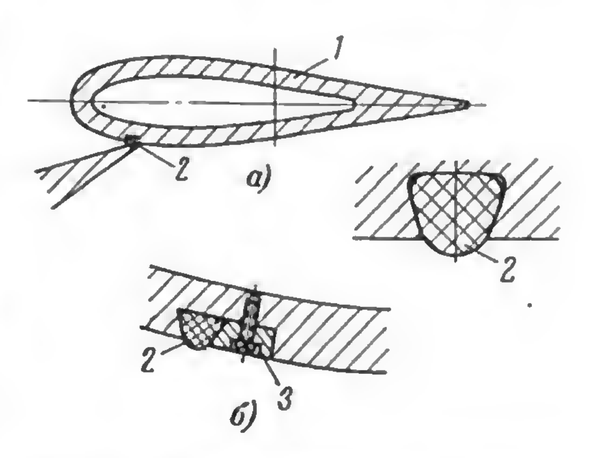


Рис. 3-8. Резиновые уплотнения направляющего аппарата.

а — резиновое уплотнение зазора между лопатками; *б* — уплотнение с прижимной планкой; *1* — лопатка; *2* — уплотнение; *3* — прижимная планка.

В высоконапорных турбинах направляющие лопатки уплотняются чаще всего путем точной пригонки их друг к другу так, чтобы в закрытом положении зазора между лопатками не было.

Суммарный торцевой зазор между лопатками и нижним, а также верхним кольцами направляющего аппарата для средних турбин может быть в пределах 0,5—0,6 *мм* и для крупных — до 1,5—2,0 *мм*. При установлении требуемого зазора в гидротурбинах с подпятником, расположенным на крышке турбины, необходимо учитывать, что при работе гидроагрегата произойдет некоторая осадка верхнего кольца направляющего аппарата в результате передачи на него осевого гидравлического усилия и веса ротора агрегата, вследствие чего торцевые зазоры уменьшатся и в случае их недостаточной величины лопатки могут оказаться зажатыми.

Для обеспечения нормальной и безопасной эксплуатации гидроагрегата необходимо, чтобы протечки воды через закрытый направляющий аппарат турбины не могли стронуть с места остановленный агрегат при незаторможенном роторе и допускали бы остановку гидроагрегата без торможения (на свободном выбеге).

Направляющий аппарат радиально-осевых турбин конструктивно не отличается от направляющего аппарата поворотнолопастных турбин. Существенное различие заключается лишь в том, что верхнее кольцо направляющего аппарата объединено в одну деталь с крышкой турбины. Выем направляющих лопаток в радиально-осевых турбинах без подъема крышки турбины, как правило, не предусматривается.

Конструкция верхнего кольца направляющего аппарата и крышки турбины зависит от размеров, типа и общей компоновки турбины. В поворотнолопастных турбинах больших размеров верхнее кольцо направляющего аппарата выполняется отдельной деталью. В радиально-осевых турбинах верхнее кольцо и крышка турбины объединены в одну конструкцию.

В последних конструкциях турбин верхнее кольцо направляющего аппарата и крышка турбины выполняются обычно сварными из элементов коробчатого сечения. По транспортным условиям они изготовляются из нескольких частей с болтовыми соединениями.

Регулирующее кольцо передает усилие от сервомоторов через систему рычагов одновременно ко всем лопаткам направляющего аппарата. В верхней части кольцо имеет одну или две проушины для пальцев цилиндрических шарниров, соединяющих его с сервомоторами. В нижней части кольца расположены проушины для шарниров серег. При невозможности транспортирования кольца в целом виде оно изготовляется из нескольких частей, соединяемых между собой болтами.

Полость опоры регулирующего кольца для уменьшения усилия сервомоторов при поворотах кольца заполняется маслом или густой смазкой.

3-6. СЕРВОМОТОРЫ НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Поворот лопаток направляющего аппарата осуществляется с помощью одного или двух сервомоторов. Схема привода с одним сервомотором создает неравномерную нагрузку регулирующего кольца и поэтому применяется в основном для небольших гидротурбин. При двух сервомоторах (рис. 3-9) на регулирующем кольце создается пара сил, нагрузка распределяется более равномерно и силовая схема получается проще.

Привод с двумя сервомоторами применяется в современных средних и крупных гидротурбинах. В таком приводе сервомоторы закрепляются обычно на фланцах специальных ниш в металлической облицовке

шахты турбины. Один из сервомоторов снабжается стопорным устройством, позволяющим стопорить (запирать) турбину в закрытом положении направляющего аппарата.

В последних отечественных и зарубежных конструкциях крупных гидротурбин начали применяться плунжерные прямоосные или изогнутые (торовые) сервомоторы, устанавливаемые непосредственно на крышке турбины.

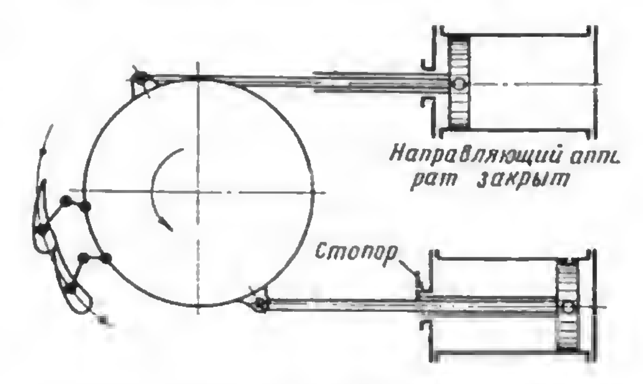


Рис. 3-9. Схема сервомоторов направляющего аппарата.

На рис. 3-10 показан поршневой сервомотор, устанавливаемый на опорной плите вне регулирующего кольца. В цилиндре *1* сервомотора, закрытом задней *2* и передней *3* крышками, перемещается поршень *4*. Сквозь переднюю крышку проходит направляющий шток *5*, на котором и закреплен поршень. Шарниром *6* поршень соединен с тягой *7*, идущей к регулирующему кольцу. На передней крышке сервомотора установлен корпус стопора *8*. Для предотвращения протечек масла вдоль штока на передней крышке расположено сальниковое уплотнение *11*.

Запирание сервомотора производится стопором *9*, который при крайнем левом положении поршня спускается между торцом штока и корпусом стопора. Перемещение стопора осуществляется его сервомотором *10*. Положение поршня сервомотора определяется указателем *12*.

Цилиндр сервомотора имеет два фланца *13*, к которым присоединены масляные трубопроводы. Подачей масла в ту или иную полость сервомотора производится перемещение поршня из одного положения в другое. Выпуск масла из цилиндров происходит через отверстия в корпусе цилиндра по трубкам *14* и далее в лекажный агрегат для сбора масла и транспортировки его в масляное хозяйство. В конце хода на закрытие предусмотрено торможение поршня, предотвращающее возможный удар поршня в заднюю крышку при резком закрытии направлящего аппарата. Торможение происходит вследствие того, что перепускной канал перекрывается поршнем, не доходя до крайнего положения, и по-

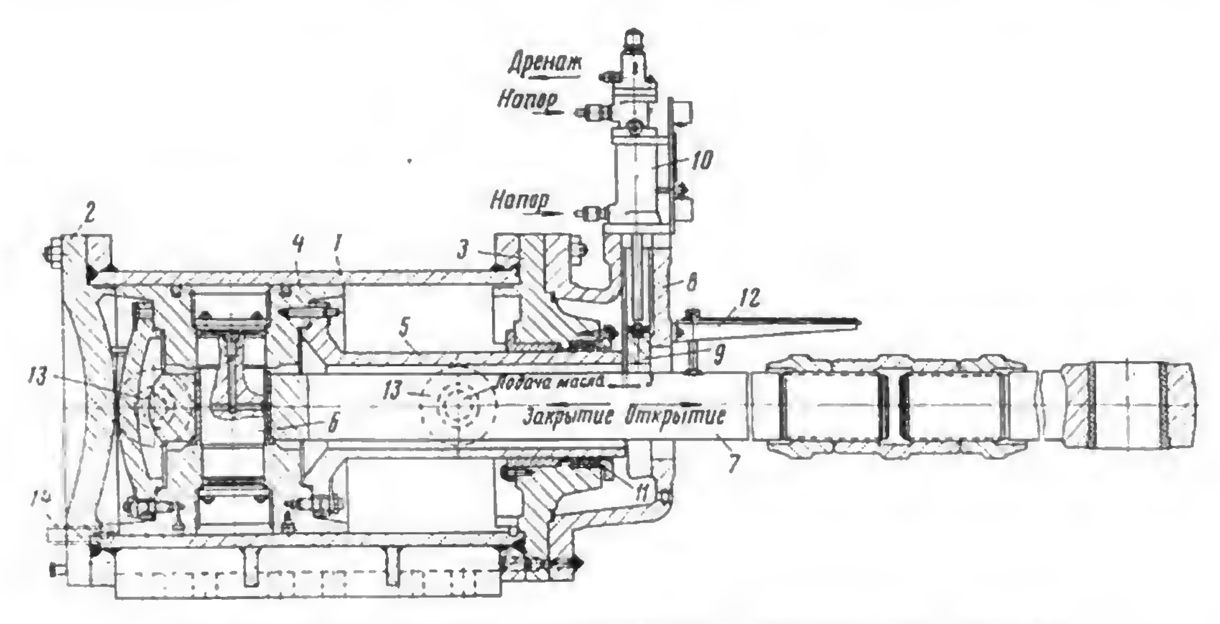


Рис. 3-10. Разрез поршневого сервомотора направляющего аппарата.

этому масло имеет возможность перетекать только через дросселирующее отверстие. Из-за малого диаметра дросселирующего отверстия происходит повышение давления в левой полости сервомотора, что сдерживает движение поршня.

На рис. 3-11 показана схема плунжерного прямоосного сервомотора, установленного на крышке турбины над регулирующим кольцом. Сервомотор имеет два цилиндра *1*. Корпус *4* сервомотора опирается на крышку турбины с помощью консольной опоры *5*. Прямолинейное перемещение плунжера *2* сервомотора осуществляется при подаче масла в цилиндры. Плунжер в средней части имеет ползун *6* с цилиндрическим шарниром *3*, связанным с регулирующим кольцом и перемещающимся совместно с плунжером.

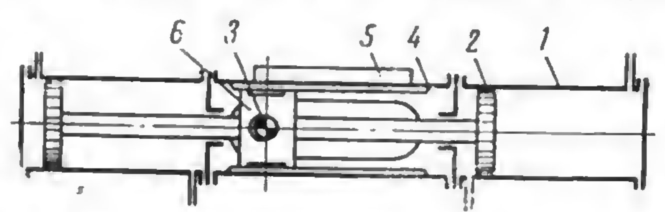


Рис. 3-11. Схема плунжерного прямоосного сервомотора направляющего аппарата.

В этом варианте привода конструкция сервомотора проста, но его установка над регулирующим кольцом сложна. Требуется также много места на крышке турбины для установки сервомоторов, и поэтому такая схема применима только при больших габаритах турбины.

Конструкция и работа изогнутого (торового) плунжерного сервомотора (рис. 3-12), также устанавливаемого на крышке турбины, аналогичны конструкции и работе плунжерного прямоосного сервомотора. Технология изготовления торового сервомотора более сложна, но его удобнее располагать на крышке турбины из-за большей компактности.

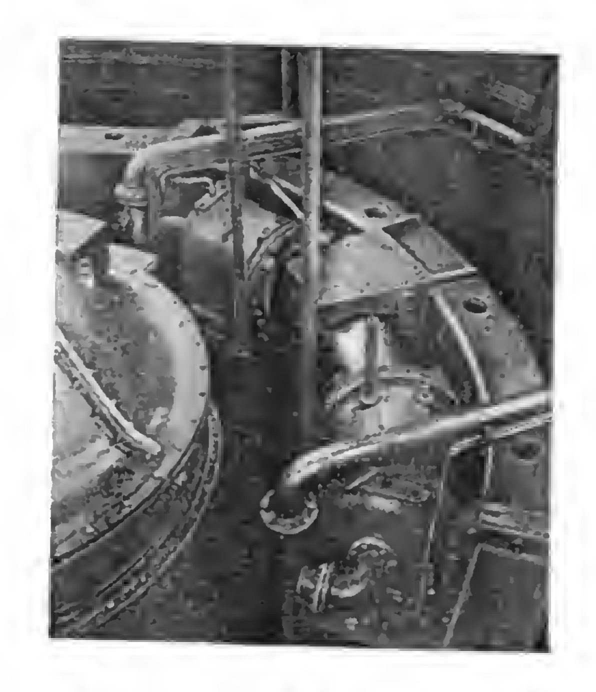


Рис. 3-12. Торовый сервомотор на крышке турбины.

3-7. РАБОЧИЕ КОЛЕСА РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

Конструкция и технология изготовления рабочего колеса радиально-осевой турбины зависят от его габаритов и напора, для которого оно предназначено. В настоящее время для радиально-осевых турбин применяются рабочие колеса различного исполнения: со штампованными лопастями, заливаемыми в ступицу и в нижний обод, цельнолитые, сварные с профилированными лопастями и сборные сварно-литые.

Рабочие колеса средненапорных радиально-осевых турбин изготовляются обычно стальными литыми или сварно-литыми, при этом рабочие колеса мощных турбин по условиям транспортирования могут быть изготовлены разъемными из двух и более частей. Сборка их осуществляется при монтаже на месте установки.

Конструктивно такие нетранспортабельные рабочие колеса выполняются:

с бандажированным соединением частей рабочего колеса;

со сварным соединением нижнего обода и болтовым соединением по верхнему ободу;

с болтовым соединением рабочего колеса по верхнему и нижнему ободам.

При сборке на монтаже части рабочего колеса с бандажированным соединением вначале собираются с помощью постоянных болтов по верхнему ободу и временных — по нижнему ободу, после чего на верхний и нижний ободы надеваются бандажи. Однако такое соединение частей рабочего колеса не решает полностью вопроса его транспортабельности, так как цельно-изготовленный нижний бандаж остается негабаритным и доставка его на место установки представляет большие затруднения. При изготовлении же бандажа разъемным со сваркой на монтаже технологически трудно обеспечить его высокую точность.

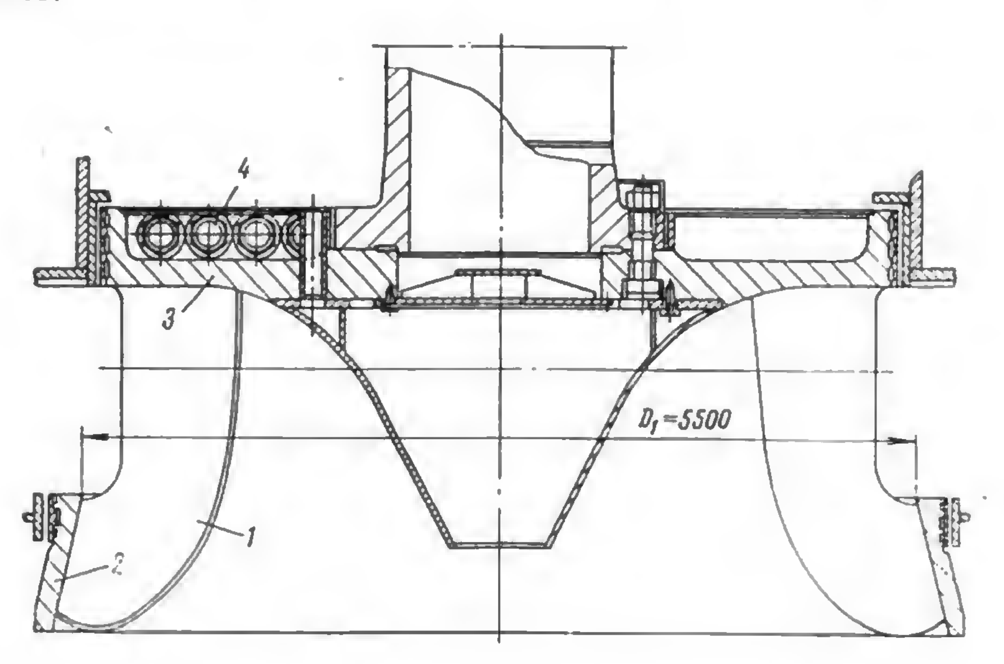


Рис. 3-13. Сварно-литое рабочее колесо радиально-осевой турбины.

Гораздо удачнее выполнено рабочее колесо турбины Братской гидроэлектростанции имени 50-летия Великого Октября (рис. 3-13), изготовленное сварно-литым и состоящее из двух частей. Отдельно отлитые из стали лопасти *1*, элементы нижнего обода *2* и ступицы *3* свариваются на заводе в виде отдельных транспортабельных частей. Затем на монтаже эти части рабочего колеса собираются, и нижний обод сваривается с последующей механической и термической обработкой специальными устройствами, а части ступицы соединяются болтами *4*. При такой конструкции рабочего колеса не только исключается бандаж, но и повышается надежность работы турбины.

На турбинах Плявиньской гидроэлектростанции имени В. И. Ленина рабочие колеса выполнены также разъемными, но с болтовым соединением как по ступице, так и по нижнему ободу. Эта конструкция рабочего колеса не требует сварки его на месте установки, удобна в монтаже и обеспечивает достаточную надежность в работе.

В отдельных случаях при наличии возможности и технико-экономической целесообразности нетранспортабельные железной дорогой рабочие колеса крупных гидротурбин могут изготовляться полностью на заводе и транспортироваться на гидроэлектростанцию в собранном виде водным путем. Этот способ изготовления и транспортировки оказался выгодным для наиболее крупных в мире рабочих колес гидротурбин Красноярской ГЭС, имеющих вес 240 *т* и максимальный диаметр 8,65 *м*. Доставка такого крупного рабочего колеса по железной дороге требовала, чтобы оно состояло не менее чем из четырех частей. При этом

транспортировка отдельных частей была бы тяжелой и потребовала бы специальных погрузочных устройств. Соединение рабочего колеса на станции, кроме сложной технологии выполнения, длительности сборочных и сварочных работ, требовало также создания и изготовления дорогостоящего оборудования и оснащения для механической и термической обработки после сварки.

Транспортировка водным путем позволила изготовить рабочие колеса без разъемов, полностью обработанными на заводе. Это обеспечило более высокое качество изготовления рабочего колеса, повышение надежности гидротурбины, сокращение объема монтажных работ и некоторое уменьшение веса колеса из-за отсутствия фланцевых соединений частей.

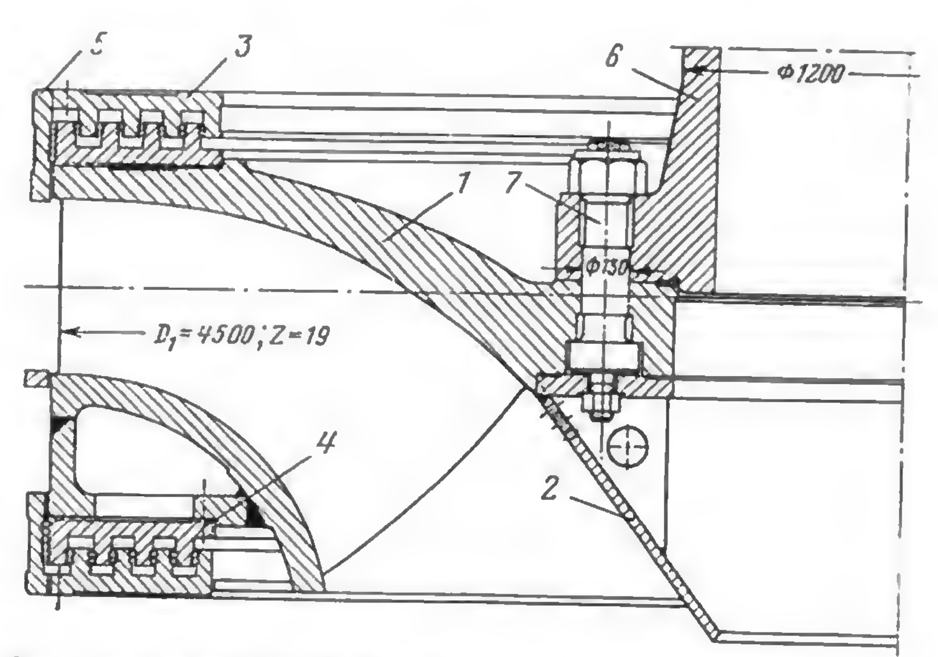


Рис. 3-14. Литое рабочее колесо высоконапорной турбины.

1 — рабочее колесо; *2* — обтекатель; *3* — верхнее уплотнение; *4* — нижнее уплотнение; *5* — радиальное уплотнение; *6* — вал турбины; *7* — соединительный болт.

Рабочие колеса высоконапорных гидротурбин (рис. 3-14) выполняются чаще всего стальными литыми, однако в последних конструкциях турбин начали применяться и сварные колеса. Поверхности рабочих колес этих турбин, устанавливаемых в основном на горных реках, кроме кавитационных разрушений, подвержены интенсивному абразивному износу, что требует частых ремонтов разрушаемых поверхностей и даже замены рабочих колес новыми. Поэтому рабочие колеса на высокие напоры изготовляются из углеродистых сталей повышенной твердости или из нержавеющих сталей. Конструкция таких турбин должна также допускать быструю замену изношенных колес новыми без демонтажа агрегата.

Одним из наиболее ответственных и сложных элементов рабочих колес высоконапорных радиально-осевых гидротурбин являются уплотнения по верхнему и нижнему ободам. Применение уплотнений уменьшает протечки воды помимо лопастей рабочего колеса, что повышает к. п. д. турбины, а также снижает величину осевого давления воды на подпятник агрегата вследствие уменьшения давления на поверхность ступицы колеса.

Конструкция уплотнений зависит от величины напора. Так, для средних напоров уплотнения выполняются в виде двух колец, образующих между собою узкую щель шириной до 2—2,5 *мм* (рис. 3-13). Для

высоких напоров применяются радиальные и осевые лабиринтные и гребенчатые уплотнения (рис. 3-14) с зазором около 1,0—1,5 *мм*.

При определении величины зазора в уплотнении необходимо учитывать, что с уменьшением его не только снижаются объемные потери, но и повышаются потери на трение.

3-8. РАБОЧИЕ КОЛЕСА ПОВОРОТНОЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН

Лопасти рабочих колес поворотнолопастных гидротурбин обычно изготовляются из кавитационностойких нержавеющих сталей, а детали механизмов поворота лопастей — из высокопрочных сталей.

Соединение рабочего колеса с валом турбины осуществляется с помощью отдельного промежуточного элемента втулки — крышки рабочего колеса, к которой и крепится фланец вала. В некоторых конструкциях турбин функцию крышки рабочего колеса выполняет расширенный нижний фланец вала.

Механизм поворота лопастей состоит из сервомотора, являющегося двигателем, и рычажной системы, соединяющей шток или непосредственно поршень сервомотора с кривошипами, расположенными на цапфах лопастей. При этом поршень сервомотора, передвигаясь под давлением масла вверх или вниз, перемещает рычажную систему, с помощью которой и поворачиваются лопасти.

По способу соединения рычажной системы с поршнем сервомотора рабочие колеса можно разделить на два типа: крестовинные и бескрестовинные. В рабочем колесе крестовинного типа система рычагов соединяется с поршнем сервомотора через крестовину, жестко насаженную на шток. В рабочем колесе бескрестовинного типа система рычагов крепится непосредственно к поршню сервомотора.

На рис. 3-15 показана конструкция рабочего колеса крестовинного типа крупной поворотнолопастной турбины с восемью рабочими лопастями *1*. Наружная поверхность корпуса *2* обработана по шару, что уменьшает торцевые зазоры между пером лопасти и корпусом при разных углах поворота лопастей. Цапфы лопастей *3* опираются на бронзовые втулки *4*, *5*. На цапфы с внутренней стороны насажены рычаги *6*, а к наружной стороне присоединены лопасти. Фланцы лопасти и цапфы и рычаг стягиваются между собой болтами *7* и фиксируются друг относительно друга цилиндрическими шпонками.

Центробежные силы в лопастях, возникающие при вращении колеса, воспринимаются бронзовыми кольцами *8*. Эксцентрично расположенные пальцы рычагов при помощи серег *9* и проушин *10* соединяются с крестовиной *11*, закрепленной на штоке *12*. Шток направляется в бронзовых втулках *13*, *14*, *15*, расположенных соответственно во фланце вала и внутреннем приливе корпуса. К верхнему концу штока присоединяется штанга *16*, служащая для подачи масла в сервомотор рабочего колеса. Цилиндр сервомотора образован непосредственно в верхней части корпуса. Крышкой рабочего колеса (цилиндра) является фланец вала *17* турбины. Внутри цилиндра перемещается поршень *18*, закрепленный на штоке разъемным закладным кольцом *19*. Для предохранения крестовины от поворота при наклонном положении серег в корпусе колеса предусмотрены две скользящие шпонки *20*, входящие в соответствующие пазы крестовины.

Через штангу, состоящую из двух труб, концентрично расположенных одна внутри другой, к сервомотору подается масло под давлением. При подаче масла в пространство над поршнем он будет двигаться вниз и с помощью штока, крестовины и серег поворачивать лопасти на открытие. Подача масла под поршень будет перемещать его вверх, и лопасти закроются. Нижняя часть корпуса колеса всегда заполнена

маслом, поступающим в виде протечек по штоку. Излишек протечек масла вытесняется в полость вала через центральную трубку *21*. Снизу корпус закрыт днищем *22*, предотвращающим от протечек масла из корпуса. Для исключения протечек масла через лопасти, а также попа-

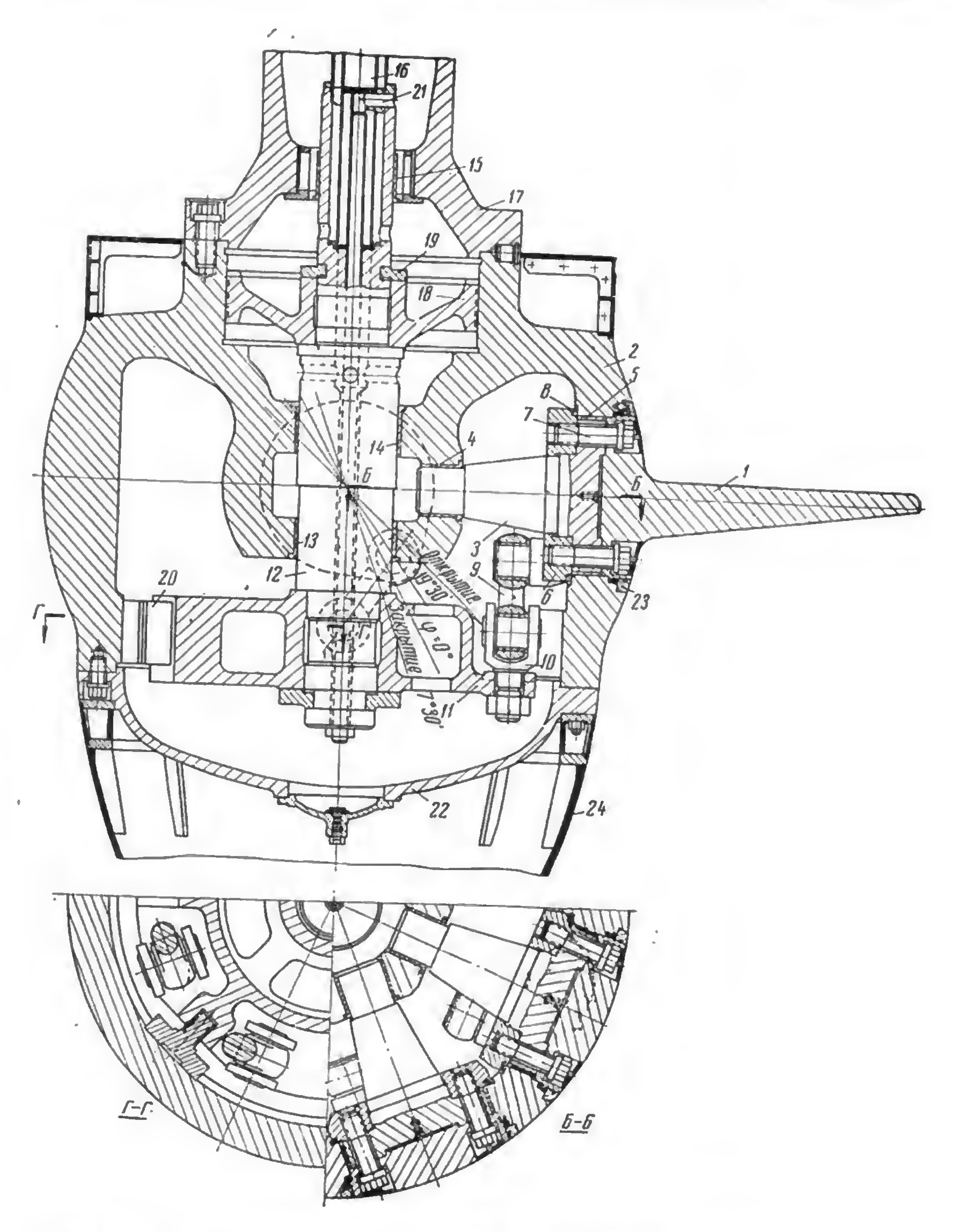


Рис. 3-15. Рабочее колесо крестовинного типа поворотнолопастной турбины.

дания воды внутрь корпуса между корпусом и фланцами лопастей устанавливаются специальные уплотнения *23*. К днищу корпуса прикрепляется обтекатель *24*, служащий для направления потока за рабочим колесом.

Периферийные кромки лопастей обрабатываются с таким расчетом, чтобы зазор между ними и камерой составлял не более 0,001 от диаметра рабочего колеса. Следует отметить, что в зарубежной практике этот зазор допускается не более 0,0005 D_1.

В последнее время отечественными заводами созданы новые конструкции рабочих колес с более простыми схемами привода лопастей без штока и крестовины. Одна из таких конструкций колеса с совмещенными полостями сервомотора и механизма поворота лопастей приведена на рис. 3-16. Центр тяжести рабочего колеса при этом исполнении повышается и приближается к направляющему подшипнику турбины, что благоприятно сказывается на работе подшипника.

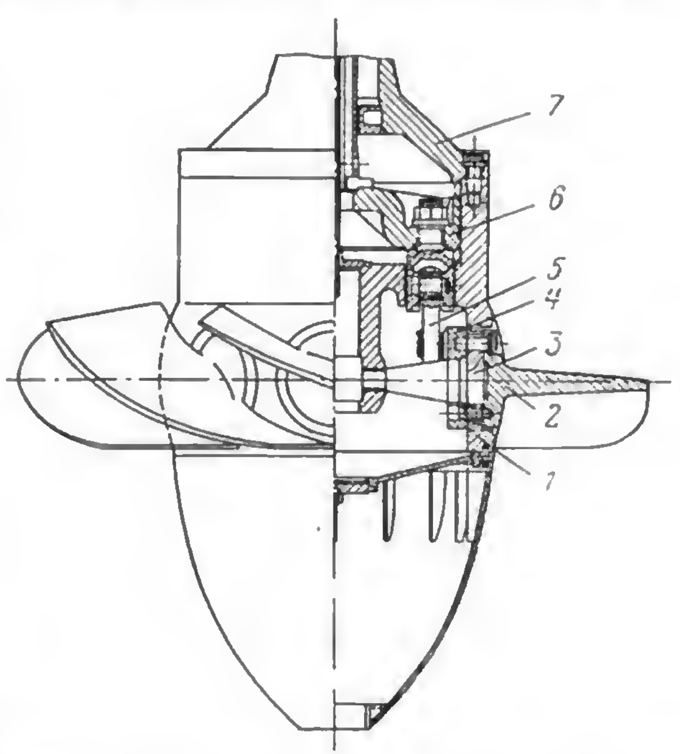


Рис. 3-16. Рабочее колесо поворотнолопастной турбины без штока и крестовины.

1 — корпус; *2* — рабочая лопасть; *3* — цапфа; *4* — рычаг; *5* — серьга; *6* — поршень сервомотора; *7* — вал турбины.

Уплотнения рабочих лопастей в современных конструкциях гидротурбин выполняются чаще всего съемными для удобства ремонта их без выема лопастей колеса. Пример такой конструкции уплотнения представлен на рис. 3-17. Уплотнение состоит из кольца *1*, крепящегося болтами к фланцу лопасти *2*. В цилиндрические выточки кольца установлены пружины *3*, упирающиеся в прижимное кольцо *4*, которое крепится к кольцу винтами *5* и имеет возможность перемещаться вертикально. Для предотвращения протечек масла через зазоры между кольцом лопасти и прижимным кольцом предусмотрена цельная резиновая мембрана *6*, которая крепится двумя разъемными кольцами *7* и *8* соответственно к кольцу лопасти и прижимному кольцу. Все эти детали при повороте лопасти перемещаются вместе с ней. К торцевой полости окна в корпусе *9* рабочего колеса с помощью упорного кольца *10* прикреплено резиновое уплотнительное кольцо *11*. К его выступающей части давлением масла, находящегося в корпусе колеса, и усилием пружин, движущихся вместе с лопастью, прижимается кольцо *4*. Уплотнение закрывается облицовкой *12*. Все детали уплот-

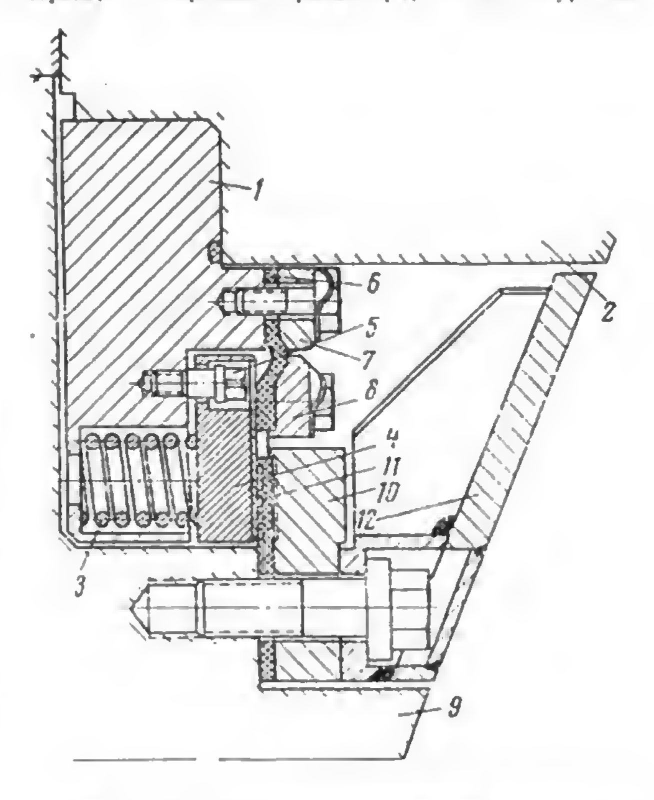


Рис. 3-17. Съемное уплотнение лопасти рабочего колеса.

138—23

нения выполняются разъемными, за исключением кольца лопасти, прижимного кольца, резиновых мембран и уплотнительного кольца.

3-9. МАСЛОПРИЕМНИКИ

Подвод масла под давлением к сервомотору рабочего колеса поворотнолопастной турбины осуществляется с помощью маслоприемника, который располагается обычно на возбудителе генератора и охватывает вращающиеся трубчатые штанги, проходящие внутри вала агрегата. Схема подвода масла к лопастям рабочего колеса показана на рис. 3-18.

Маслоприемник представляет собой конический корпус *1*, разделенный на отдельные камеры для масла. Внутри корпуса находятся направляющие головки штанги *2*. Сверху к головке штанги присоединяется траверса *3*, осуществляющая связь штанги с тросовым приводом обратной связи с золотником регулятора, а также привод специального генератора электрической связи с регулятором. Штанга состоит из наружной *4* и внутренней *5* стальных труб, приваренных к фланцам *6*. К наружной трубе штанги приварены цилиндрические направляющие *7*, скользящие по бронзовым втулкам *8*, установленным вблизи плоскостей разъема вала агрегата.

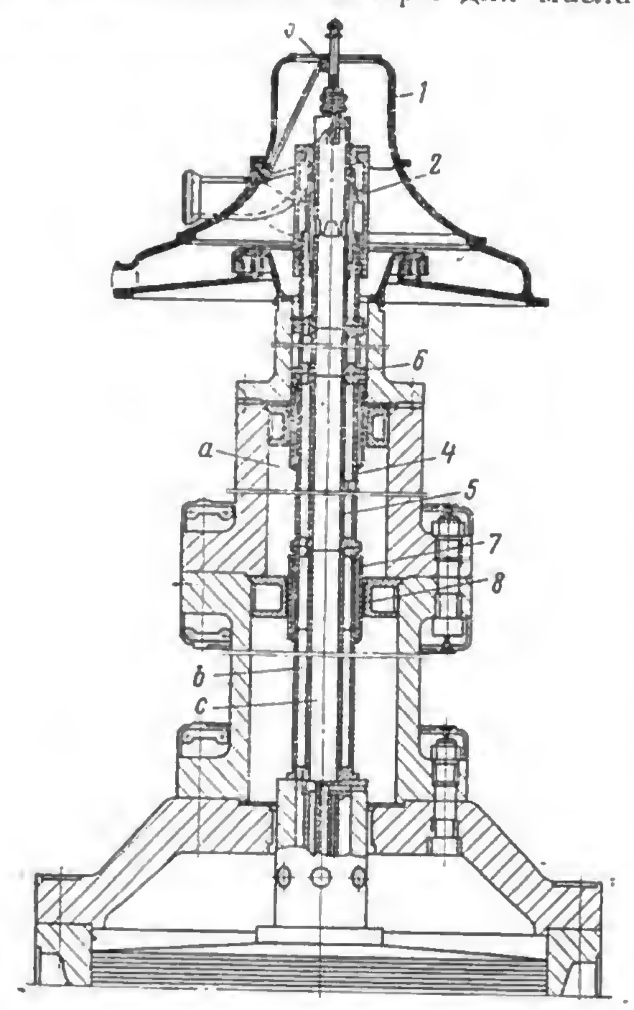


Рис. 3-18. Схема подвода масла к сервомотору рабочего колеса.

После установки штанги в валу образуются три раздельные масляные полости *a*, *b* и *c*. Безнапорная полость *a* между валом и наружной штангой соединяется со сливной камерой маслоприемника и служит для слива протечек масла из корпуса рабочего колеса. Через полость *b* между наружной и внутренней трубами штанги масло поступает под давлением под поршень сервомотора, а через полость *c* внутренней трубы штанги масло подается сверху поршня сервомотора. Наверху напорные полости *b* и *c* соединяются с соответствующими напорно-сливными камерами маслоприемника.

На рис. 3-19 показана современная нормализованная конструкция маслоприемника крупных гидротурбин с гидромеханическим регулятором скорости, генератор электропривода которого установлен на маслоприемнике и связан непосредственно с валом гидроагрегата. Конструкция такого маслоприемника состоит из нижней ванны *1*, соединенной маслопроводом со сливным резервуаром маслонапорной установки, и корпуса *2*, имеющего патрубки *3* для присоединения напорных масляных труб к напорно-сливным камерам *b* и *c*. На напорном патрубке установлен манометр *4*. Внутри нижняя ванна имеет горловину, к которой подходит маслоотражательное кольцо *5*, создавая лабиринтное уплотнение, предотвращающее протечки масла из резервуара.

Головка штанги *6* направляется внутри корпуса втулками *7*. Сверху к головке штанги присоединена через два шарикоподшипника траверса *8*. Перемещаясь со штангами, траверса служит приводом обратной связи с золотником регулятора, которая в данной конструкции выполнена в виде тросовой передачи *9*. Ролик передачи *10* закреплен на кронштейне в корпусе маслоприемника. К траверсе крепится также указатель положения лопастей рабочего колеса. В головку траверсы входит шлицевый валик *11*, на который насажен ротор генератора электропривода маятника гидромеханического регулятора. При враще-

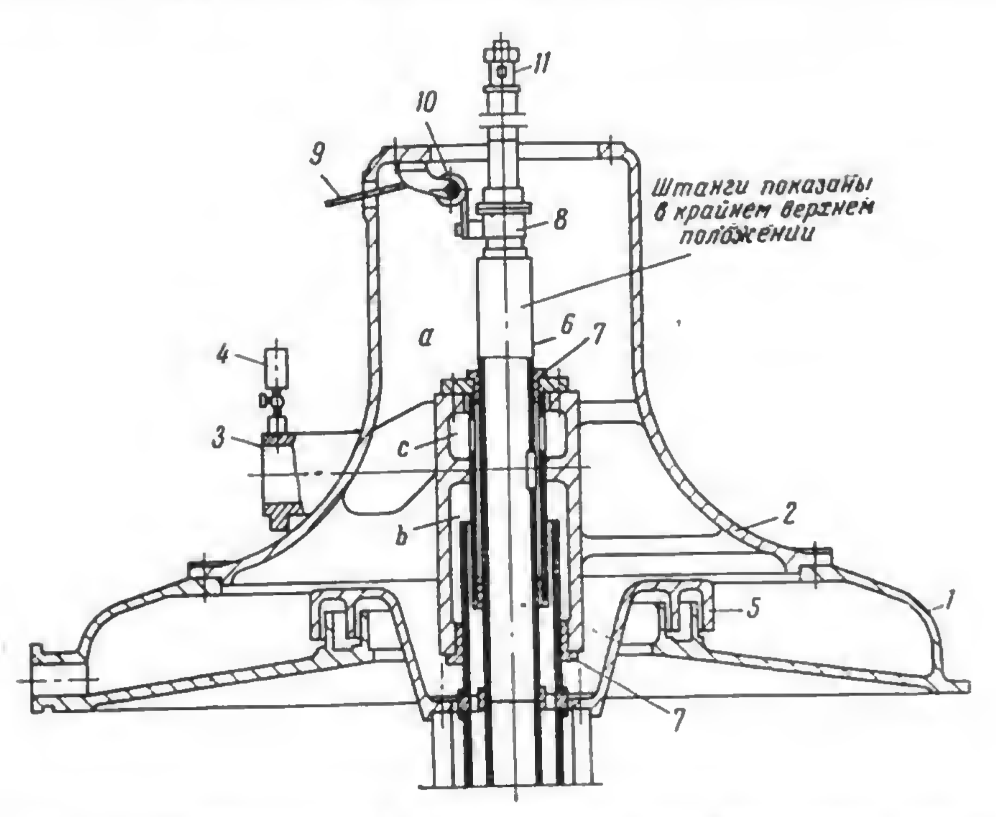


Рис. 3-19. Нормализованный маслоприемник с турбинным гидромеханическим регулятором скорости.

нии штанги вращается и ролик с ротором генератора, отражая все колебания скорости вращения рабочего колеса турбины. Шлицевое соединение позволяет головке штанги свободно перемещаться в вертикальном направлении по валику при движении поршня сервомотора.

Втулки маслоприемника являются не только направляющими головки штанги, но и служат для уплотнения и предохранения от чрезмерных протечек масла из напорных камер в сливную полость. Поэтому большие зазоры в них не допускаются.

Маслоприемник, штанга и маслопроводы представляют собой замкнутый контур подшипниковых токов, вызывающих коррозию металлов (см. § 5-7). Прерывание этого контура производится постановкой изоляционных прокладок во внешних соединениях маслоприемника.

В гидротурбинах с электрогидравлическими регуляторами скорости, получающими питание от вспомогательного генератора, установленного на валу основного генератора, в последнее время начали применять маслоприемники новой конструкции (рис. 3-20). По схеме работы эти маслоприемники не отличаются от нормализованных. Конструктивное различие заключается в том, что вращающаяся часть маслоприемника крепится сверху на валу генератора или на надставке вала, а неподвижная — на возбудителе или другом элементе верхней части генератора. Такие маслоприемники компактнее по высоте вследствие отсутствия привода ротора регуляторного генератора над маслоприемником.

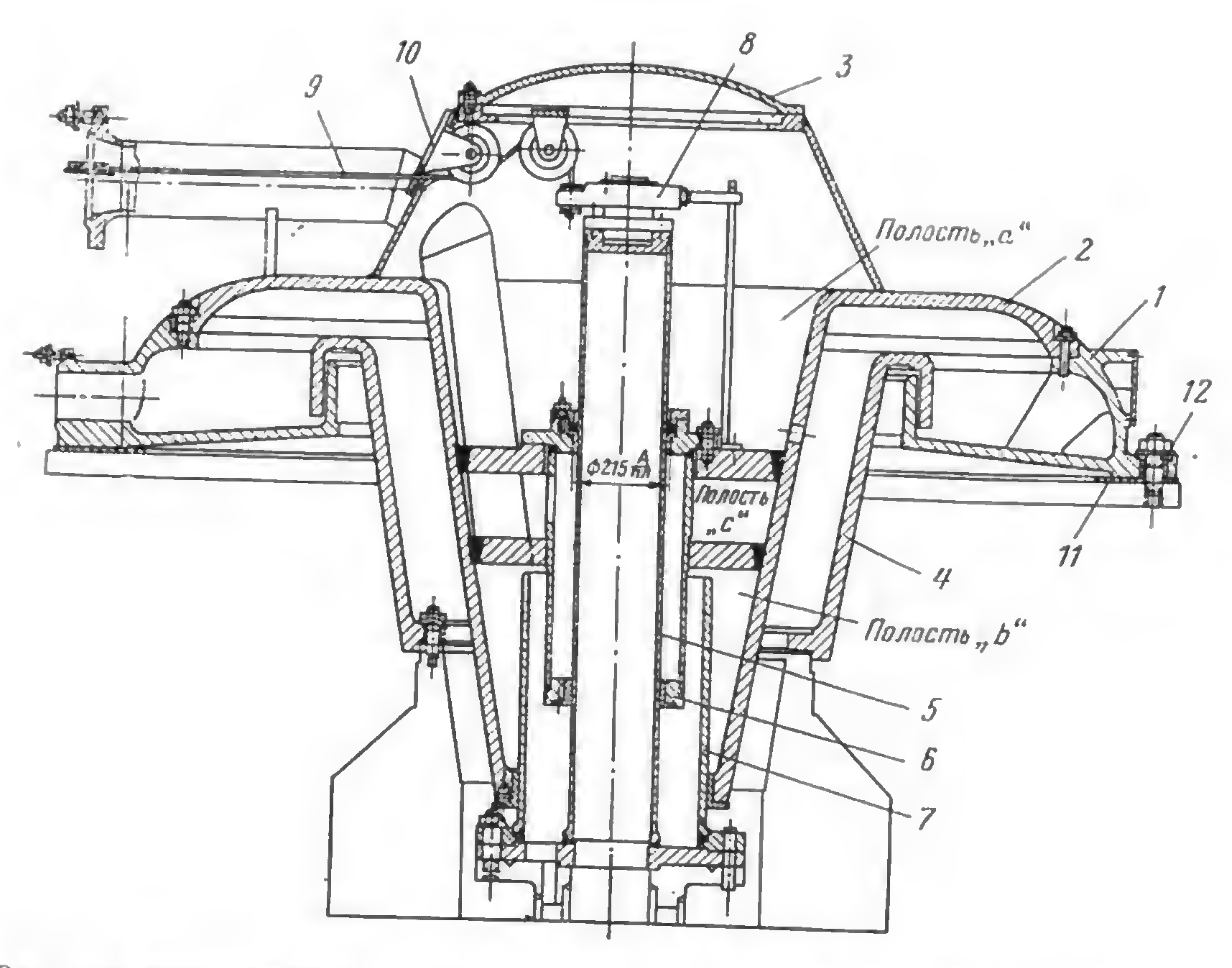


Рис. 3-20. Маслоприемник гидротурбины с электрогидравлическим регулятором скорости.

1 — основание; 2 — корпус; 3 — крышка; 4 — маслоотражательное кольцо; 5 — штанга внутренняя; 6 — букса; 7 — штанга наружная; 8 — траверса; 9 — тросовая передача; 10 — кронштейн; 11 — прокладка изоляционная; 12 — втулка изоляционная.

3-10. ВАЛЫ ГИДРОТУРБИН

В зависимости от компоновки машинного здания и конструкции агрегата вал его может состоять из двух частей — вала турбины и вала генератора. Все соединения валов между собой и с рабочим колесом турбины производятся с помощью фланцев. В последнее время валы крупных гидроагрегатов все чаще стали выполняться общими, что упрощает конструкцию и изготовление агрегата, снижает стоимость и уменьшает его высотные габариты, а также облегчает монтаж и ремонты гидроагрегата.

Обычно валы крупных вертикальных гидротурбин изготовляются коваными полыми внутри и представляют собой обечайку с толстыми стенками и фланцами на ее концах. Центральное отверстие внутри вала используется в поворотнолопастных турбинах для подвода масла к рабочему колесу, а в радиально-осевых — для подачи воздуха под рабочее колесо с целью уменьшения явлений кавитации. Это отверстие позволяет также контролировать состояние металла вала путем перископического осмотра его внутренней поверхности.

На рис. 3-21,*а* изображен такой кованый турбинный вал гидроагрегата мощностью 250 тыс. *квт*. Вал имеет относительно тонкую стенку с коническим переходом к фланцу. Однако изготовление вала цельнокованым затруднительно, и поэтому валы крупных гидротурбин в настоящее время изготовляются предпочтительно сварно-коваными из специально откованной трубы с приваренными к ней коваными фланцами (рис. 3-21,*б*).

На рис. 3-21,*в* показан общий сварной вал крупнейшего гидроагрегата мощностью 500 тыс. *квт*, изготовленный из сварной трубы, к которой на нижнем конце ее приварен кованый фланец. Верхний конец вала присоединен болтами непосредственно к втулке ротора генератора.

Спокойная и надежная работа гидроагрегата в значительной степени зависит от качества соединения валов между собой и с сопрягаемыми деталями, соосности рабочих поверхностей вала с его геометрической осью, величины зазоров между валом и подшипниками, соосности вала турбины и ротора генератора и величины излома линии вала во фланцевых соединениях. При проектировании, изготовлении и монтаже валов на эти условия следует обращать особое внимание.

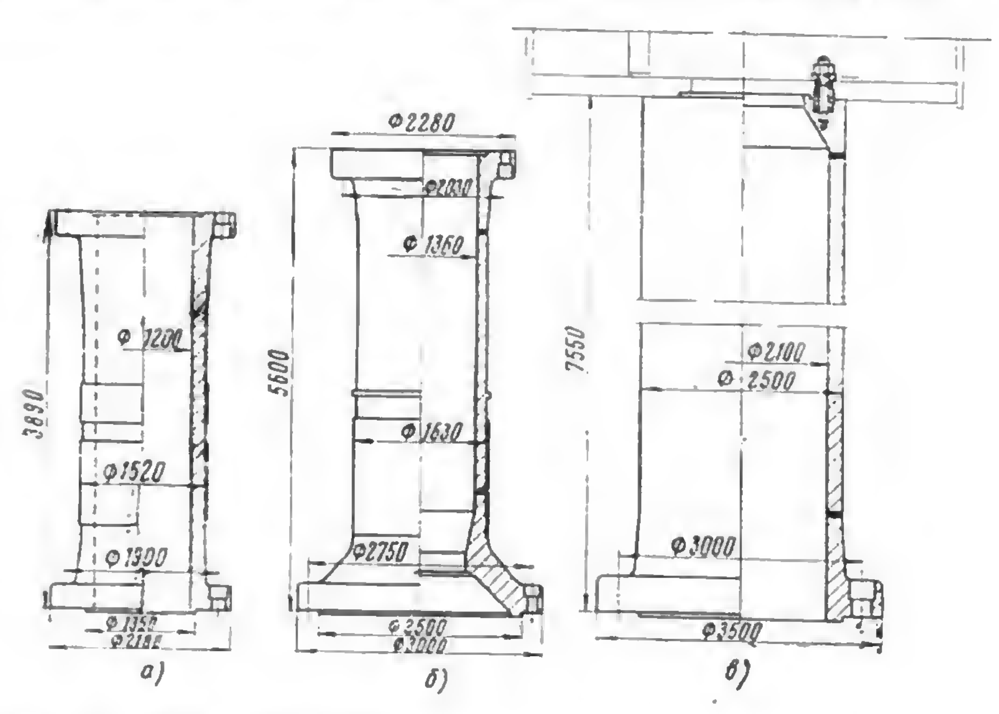


Рис. 3-21. Валы гидротурбин.

а — кованый вал; *б* — сварной вал с расширенным фланцем; *в* — общий сварной вал гидроагрегата мощностью 500 тыс. *квт*.

Соединение вала турбины с рабочим колесом, а также фланцев валов турбины и генератора производится с помощью чистых припасованных болтов, работающих на растяжение и срез. Болты в центральной части имеют точно обработанный шлифованный пояс, входящий в отверстие с зазором не более 0,02—0,04 *мм*. Надежность фланцевого соединения обеспечивается только при условии точного центрирования фланцев сопрягаемых валов с помощью буртика и выточки. Для этого центрирующий буртик обрабатывается с допуском, соответствующим плотной посадке и с учетом действительного диаметра выточки. Окончательная обработка отверстий болтов производится совместно в обоих соединяемых фланцах с помощью развертки.

Выпуклости на торцевых сопрягаемых поверхностях фланцев валов, определяемые в процессе монтажа щупом и контрольной линейкой, допускаются не более 0,03 *мм* на 1 000 *мм* диаметра фланца вала, а биение наружных торцевых поверхностей фланцев на периферии для диаметра вала до 1 500 *мм* должно быть не более 0,02 *мм*.

В турбинах с водяной смазкой подшипников при резиновых или древеснослоистых вкладышах для предохранения вала от коррозии в местах установки подшипника и сальника вал облицовывается листами коррозионностойкой стали, обычно нержавеющей никелевой. Облицовка представляет собой цилиндр, разрезанный вдоль оси на отдельные сегменты. Закрепление сегментов на валу производится

с помощью электрозаклепок и обварки по контуру. После приварки облицовка обрабатывается совместно с валом. Облицовка вала может быть выполнена также наплавкой слоя прочной стали с последующей обработкой его.

3-11. ПОДШИПНИКИ ГИДРОТУРБИН

Подшипники вертикальных гидроагрегатов являются в основном направляющими, так как нормально они подвержены лишь действию нагрузок, вызываемых динамической неуравновешенностью ротора агрегата и несимметричностью потока воды. В крупных гидротурбинах применяются, как правило, подшипники скольжения на масляной или водяной смазке.

На рис. 3-22 приведена одна из конструкций подшипника вертикальной турбины с масляной смазкой. Корпус подшипника *2* установлен на крышке турбины. Внутри корпуса закреплен разъемный вкладыш *3*, залитый баббитом. Сверху корпуса размещена крышка подшипника *4*, имеющая щелевое уплотнение для предохранения от протекания масла вверх по валу *1*. Подача масла в подшипник производится по маслопроводу *6*. Снизу вкладыша на валу установлено отражательное кольцо *5*, которое отбрасывает вытекающее из подшипника отработанное масло в отводящий маслосборник *7*, из которого оно транспортируется с помощью насоса по трубопроводу *8*. Для предохранения от проникновения в подшипник воды из полости рабочего колеса под подшипником установлено сальниковое уплотнение *9*.

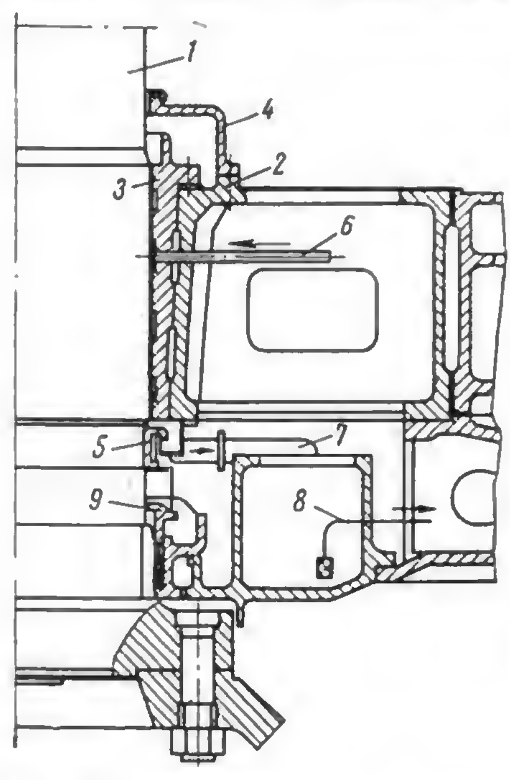


Рис. 3-22. Подшипник турбины с масляной смазкой.

Длина баббитового вкладыша составляет обычно не более 0,8—1,0 диаметра вала. Зазоры между валом и вкладышем подшипника по данным работающих турбин приведены в табл. 3-1.

Направляющие подшипники с водяной смазкой и резиновыми вкладышами широко применяются в настоящее время в отечественной практике на крупных гидротурбинах. В средних и мелких турбинах применяются также вкладыши из древеснослоистого пластика (лигнофоля). Такие подшипники конструктивно проще и более удобны в эксплуатации, так как отпадает необходимость в сложных уплотнениях снизу подшип-

Таблица 3-1

Зазоры в баббитовых подшипниках гидротурбин

Диаметр вала, *мм*	Зазор, *мм*	Диаметр вала, *мм*	Зазор, *мм*	Диаметр вала, *мм*	Зазор, *мм*
80—120	0,08—0,12	360—500	0,17—0,25	1 000—1 250	0,29—0,45
120—180	0,10—0,16	500—630	0,20—0,31	1 250—1 600	0,32—0,55
180—260	0,12—0,18	630—800	0,23—0,35	Свыше 1 600	0,40—0,60
260—360	0,14—0,21	800—1 000	0,26—0,41		

ников, что дает возможность приблизить рабочее колесо к опоре и повысить надежность работы турбины. Отпадает также надобность во вспомогательном оборудовании для смазки подшипников.

Подшипник с резиновыми вкладышами (рис. 3-23) состоит из корпуса *2*, закрепленного в крышке турбины, и обоймы вкладыша, состоящей из отдельных сегментов *3* с прикрепленными к ним обрезиненными вкладышами *5*. Положение вкладышей относительно вала *1* и необходимые зазоры между валом и вкладышами устанавливаются и регулируются болтами *4*, размещенными в корпусе подшипника. Проникновение воды по валу вверх в крышку подшипника *7* предупреждается верхним торцевым резиновым уплотнением *6*. Протечки воды вниз задерживаются нижними торцевыми резиновыми уплотнениями *8* и *9*. Вода для смазки подшипника подается снизу по трубопроводу *10*, а отводится сверху трубопроводом *11*. Однако чаще вода подается сверху, а отводится вниз. Протечки воды по валу вниз отводятся по дренажной трубке *12*.

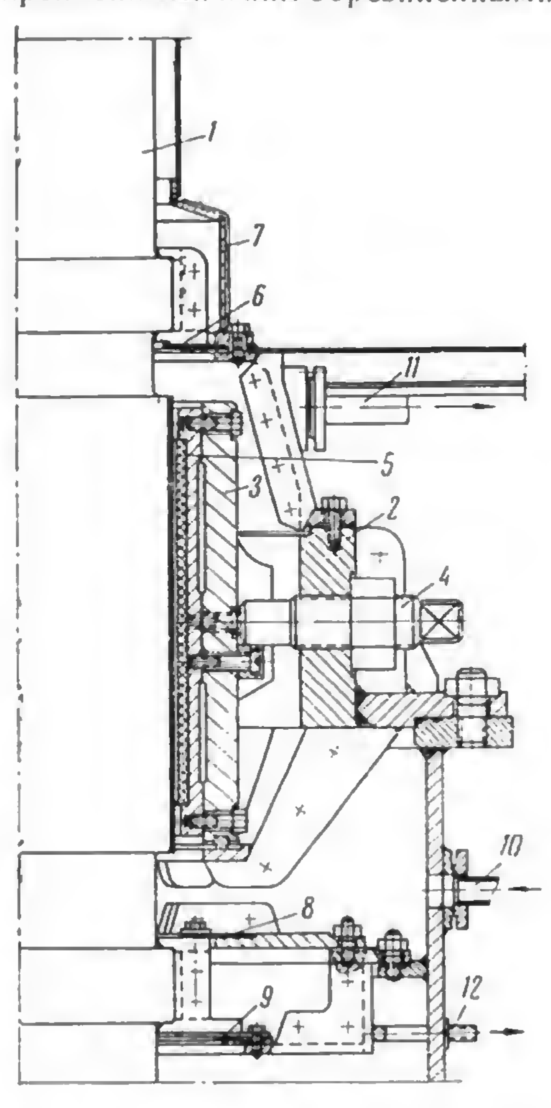


Рис. 3-23. Сегментный подшипник турбины с водяной смазкой.

В некоторых конструкциях подшипников протечки воды по валу вверх предупреждаются обычными сальниковыми уплотнениями. Зазоры в подшипниках с резиновыми вкладышами обычно устанавливаются равными зазорам в баббитовых подшипниках или ме́ньшими, так как резина легче деформируется.

Подшипники с древеснослоистыми вкладышами конструктивно аналогичны подшипникам с резиновыми вкладышами. Опытом эксплуатации установлено, что при нормальных условиях работы турбины, правильной конструкции подшипника и вкладышей и чистой смазочной воде такие подшипники на небольших турбинах могут работать достаточно удовлетворительно.

3-12. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ГИДРОТУРБИН

Для обеспечения нормальной и надежной работы гидротурбин применяется ряд вспомогательных механизмов, располагаемых обычно в блоке гидроагрегата: оборудование масляной системы, устройства системы водяной смазки, дренажные устройства, клапаны срыва вакуума, холостые выпуски, затворы перед турбинами и различная измерительная аппаратура.

Оборудование масляной системы турбин включает насосы для откачки протечек масла из сервомоторов направляющего аппарата и их полостей при опорожнении системы регулирования (лекажные агрегаты), а в турбинах с масляной смазкой подшипников — также насосы

для подачи масла в подшипник и для откачки отработанного масла, охладители масла и масляные фильтры при замкнутой системе смазки.

В турбинах с водяной смазкой для очистки воды, подаваемой в подшипники, от взвешенных наносов применяются специальные водяные фильтры, устанавливаемые на подводящих трубопроводах.

Дренажные устройства предназначены для откачки воды, проникающей на крышку турбины через неплотности соединений крышки и деталей направляющего аппарата. Основным механизмом для откачки воды является центробежный насос, автоматически включающийся при достижении предельного уровня воды на крышке и не требующий заливки при пуске. В качестве резерва для откачки часто применяются эжекторы, устанавливаемые в крышке турбины. Спуск воды из спиральной камеры и водовода турбины при ремонтах и осмотрах производится через спускной клапан, располагаемый в наиболее низком месте водовода.

Клапаны срыва вакуума. При быстром сбросе нагрузки работающим гидроагрегатом и закрытии при этом направляющего аппарата в проточной части турбины за рабочим колесом возникает вакуум, так как вода по инерции уходит в нижний бьеф. Затем вследствие созданного под рабочим колесом вакуума вода обратной волной устремляется из нижнего бьефа к рабочему колесу и вызывает гидравлический удар, сила которого может оказаться весьма значительной, способной подбросить ротор агрегата вверх и привести к серьезным разрушениям турбины и генератора. Основным мероприятием, предупреждающим возникновение обратного гидравлического удара в турбине, является правильный выбор времени закрытия направляющего аппарата и высотного положения турбины относительно нижнего бьефа. К мероприятиям, предохраняющим разрыв потока в отсасывающей трубе при закрытии направляющего аппарата, относятся также клапаны срыва вакуума, устанавливаемые на крышке турбины. При работе агрегата в режиме синхронного компенсатора и при положительных высотах отсасывания через клапаны срыва вакуума подается воздух в камеру рабочего колеса для отжатия воды.

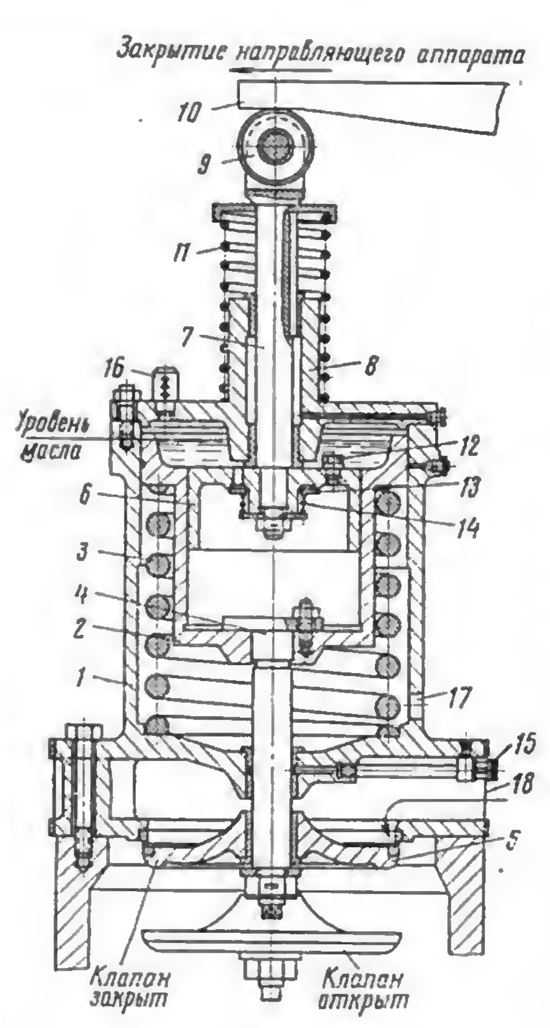


Рис. 3-24. Клапан срыва вакуума.

Одна из конструкций клапана срыва вакуума приведена на рис. 3-24. Корпус клапана *1* закрепляется на крышке турбины. Внутри корпуса размещен цилиндр *2*, отжимаемый вверх на закрытие пружиной *3*. В нижней части цилиндра закреплен шток *4* с тарелкой клапана *5* на конце его. Внутри цилиндра, заполненного маслом, вставлен поршень *6* со штоком *7*, проходящим вверх через крышку клапана *8*. На конце штока размещен ролик *9*, упирающийся в клин *10*, закрепленный на регулирующем кольце направляющего аппарата. Поршень с роликом поднимается вверх пружиной *11*. В дне поршня имеются дрос-

селирующая пробка *12* и обратный клапан *13*, прижимаемый к дну пружиной *14*. Смазка втулок производится пружинными (текалемитными) масленками *15*. Полость клапана над цилиндром всегда соединена с атмосферой дросселем *16*, а полость под цилиндром — отверстием *17*. Впуск воздуха в полость рабочего колеса происходит через окна *18*.

На рисунке клапан изображен в закрытом положении. При быстром сбросе нагрузки и закрытии вследствие этого направляющего аппарата клин нажимает на ролик, поршень резко опускается вниз и давлением масла, находящегося под поршнем, опускает вниз цилиндр, а вместе с ним и тарелку клапана. При этом воздух устремляется в камеру рабочего колеса. Тем временем масло под действием давления под поршнем, образованного силой пружины, медленно перетекает через дроссельное отверстие в область под поршнем, цилиндр поднимается вверх и постепенно закрывает клапан.

Время закрытия клапана зависит от величины дроссельного отверстия и вязкости масла. Диаметр этого отверстия подбирается опытным путем во время заводских испытаний клапана.

При медленном изменении нагрузки происходит просто перепуск масла через дроссельное отверстие, и клапан в этом случае не открывается.

Холостой выпуск представляет собой специальный клапан, устанавливаемый на напорном трубопроводе у входа в спиральную камеру высоконапорных радиально-осевых турбин и предназначенный для ограничения повышения давления в напорном трубопроводе путем сброса части воды помимо турбины.

При быстрых сбросах нагрузки холостой выпуск открывается, сбрасывая воду из трубопровода, и затем постепенно закрывается, что пред-

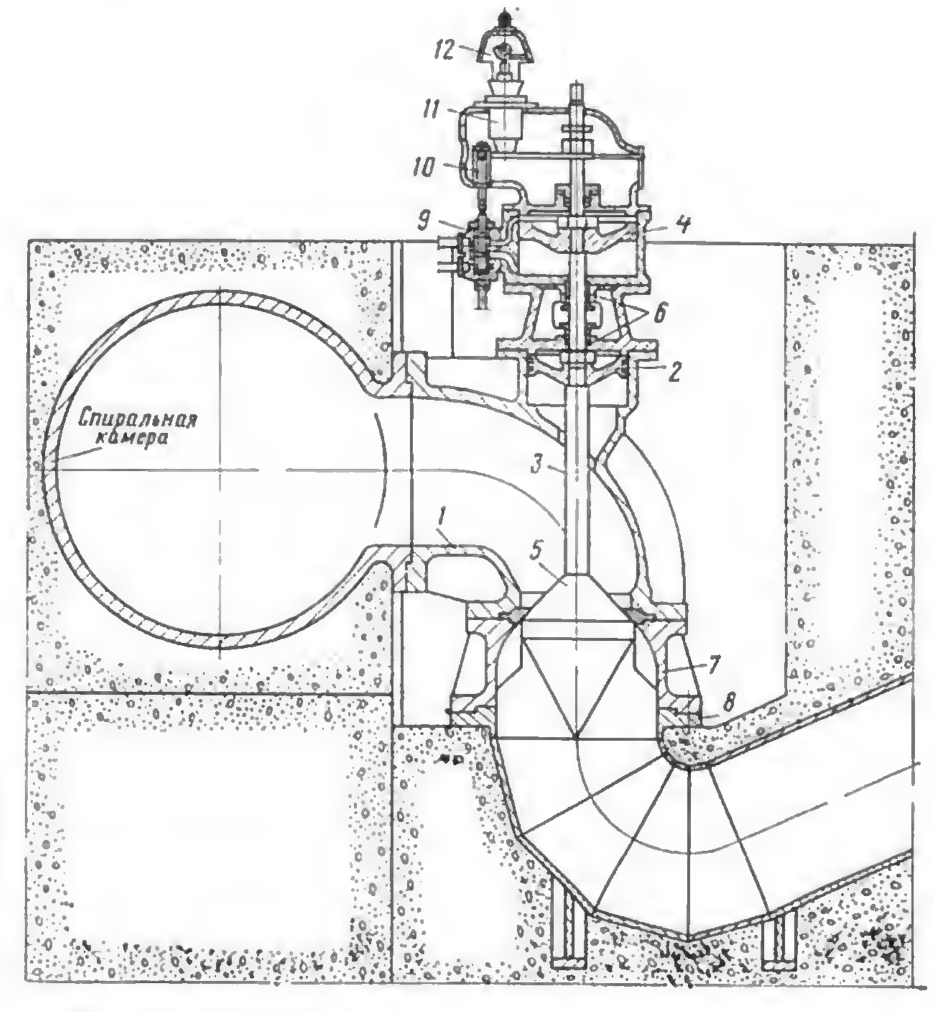


Рис. 3-25. Холостой выпуск.

отвращает повышение давления в трубопроводе от гидравлического удара. Холостой выпуск снабжается масляным катарактом, который обеспечивает открытие клапана выпуска только при быстрых сбросах нагрузки, когда возможно существенное повышение давления. При медленном изменении нагрузки агрегата катаракт неподвижен и холостой выпуск не открывается.

Холостые выпуски применяются обычно в тех случаях, когда $Lv/H \geqslant 10-12$ (где L — длина трубопровода, *м*; v — скорость воды в трубопроводе; H — расчетный напор).

На рис. 3-25 показана конструкция холостого выпуска с гидравлическим приводом. Колено холостого выпуска *1* фланцем входного патрубка крепится к спиральной камере. В верхней части колена имеется цилиндр, в котором расположен поршень *2* вспомогательного водяного сервомотора, закрепленный на штоке *3*. Выше на штоке расположен поршень *4* масляного сервомотора. Снизу на том же штоке закреплен конический клапан *5*. Шток направляется втулками *6*. Снизу к колену присоединен корпус клапана *7* и выходной патрубок *8*. Рядом с масляным сервомотором расположен его золотник *9*, игла которого передачей *10* связана с катарактом *11*.

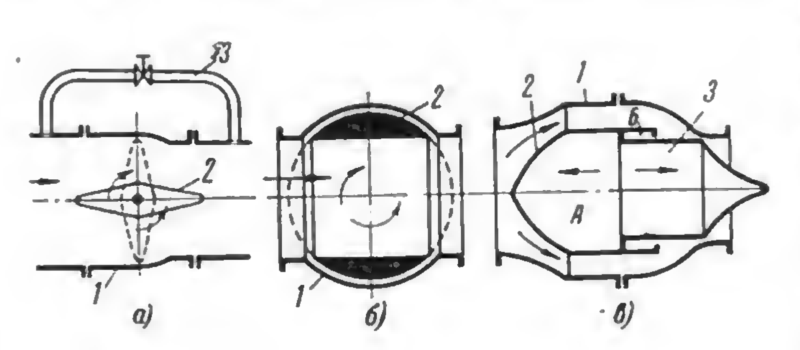


Рис. 3-26. Схемы турбинных затворов.

а — дисковый затвор; *б* — шаровой затвор; *в* — игольчатый затвор.

В случае сброса нагрузки и быстрого закрытия направляющего аппарата сработает катаракт холостого выпуска и переместит иглу его золотника вниз. При этом нижняя полость цилиндра масляного сервомотора соединится со сливным резервуаром, и давление в этой полости упадет. Вследствие отсутствия давления под поршнем масляного сервомотора и того, что диаметр поршня вспомогательного водяного сервомотора меньше диаметра клапана, холостой выпуск откроется. В дальнейшем под действием катаракта и обратной связи от поршня масляного сервомотора золотник переместится вверх и соединит нижнюю полость цилиндра сервомотора с напорным трубопроводом от котла маслонапорной установки. Давлением на поршень масляного сервомотора создастся усилие вверх, и клапан будет закрываться.

Особенностью привода этой конструкции холостого выпуска является наличие кулачка *12*, профиль которого обеспечивает программное перемещение клапана, дающее наивыгоднейшее соотношение между повышением давления в спиральной камере турбины и скоростью вращения агрегата.

Затворы на напорных трубопроводах устанавливаются перед турбинами. Для крупных турбин наибольшее распространение получили дисковые и шаровые затворы. При очень высоких напорах иногда применяются игольчатые затворы.

Наиболее простым по конструкции является дисковый затвор (рис. 3-26,*а*), состоящий из корпуса *1*, внутри которого на валу поворачивается запорный диск *2* чечевицеобразного сечения. Поворот диска осуществляется гидравлическим приводом (сервомотором). Перед началом открытия затвора спиральная камера заполняется водой через обводной канал небольшого диаметра (байпас). Дисковые затворы применяются для напоров до 200—250 *м* и выполняются диаметром до 7—8 *м*.

Шаровой затвор (рис. 3-26,*б*) состоит из корпуса *1* и шарового ротора *2*, внутренний диаметр которого равен диаметру трубопровода. Поворот ротора на 90° осуществляется с помощью сервомотора. Конструкция шарового затвора сложнее дискового. Изготовляются эти затворы диаметром до 3 *м* и применяются для высоких напоров.

Дисковые и шаровые затворы работают нормально только при полных открытиях. В промежуточных положениях они плохо обтекаемы и вызывают большие возмущения потока.

Игольчатый затвор (рис. 3-26,*в*) состоит из корпуса *1*, внутри корпуса расположен обтекатель *2*, который при осевом перемещении открывает отверстие трубопровода. Перемещение плунжера *3* осуществляется давлением воды, подаваемой в камеры *А* или *Б*. Игольчатый затвор обладает хорошими гидравлическими качествами, надежно уплотняется, легко управляется и может работать при частичных открытиях. Недостатками его являются конструктивная сложность, большие габариты и вес, а также высокая стоимость.

3-13. ОБЩЕСТАНЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Для обеспечения нормальной работы технологического энергетического оборудования каждая гидроэлектростанция должна иметь ряд вспомогательных общестанционных устройств и оборудования. Основными общестанционными устройствами являются крановое оборудование машинного здания, пневматическое оборудование, масляное хозяйство, техническое водоснабжение, водосливные устройства.

Грузоподъемные краны машинного здания служат для монтажа, ремонтов и демонтажа гидротурбин, генераторов, трансформаторов и вспомогательного оборудования.

В зданиях ГЭС с машинными залами, высота которых допускает транспортировку ротора генератора внутри здания, агрегаты обслуживаются мостовыми кранами легкого режима работы.

На гидроэлектростанциях без машинных зданий, когда генераторы располагаются в специальных шахтах, или с низкими машинными зданиями, непозволяющими транспортировать ротор внутри здания, агрегаты обслуживаются козловыми кранами, объемлющими здание. Для удобства обслуживания гидроагрегатов при ревизиях и ремонтах в низких машинных зданиях дополнительно устанавливаются мостовые краны грузоподъемностью, достаточной для транспортировки небольших деталей и узлов.

Количество и грузоподъемность кранов определяются на основании технико-экономического сопоставления в зависимости от габаритов и расположения машинного здания, наибольшего монтажного веса, интенсивности монтажных работ, а также условий разгрузки и монтажа трансформаторов. Обычно при большой грузоподъемности и количестве агрегатов более шести — восьми устанавливаются два одинаковых крана грузоподъемностью, равной половине максимально необходимой. Это улучшает маневренность кранов в процессе монтажа оборудования и уменьшает эксплуатационные расходы на работающей станции. Применение двух кранов уменьшает нагрузки на подкрановые конструкции.

Испытания кранов как после монтажа, так и периодические в процессе эксплуатации станции производятся, как правило, с помощью специальных динамометров. Для этого в зоне монтажной площадки должны быть заложены анкерные тяги, рассчитанные на вырывающее усилие, равное 1,25 грузоподъемности испытываемого крана.

Масляное хозяйство на гидроэлектростанциях предназначается для обеспечения гидроэнергетического и электротехнического оборудова-

ния смазочными и изоляционными маслами. По каждому из видов и сортов этих масел должны быть обеспечены:

приемка на станцию поступающего свежего масла;

хранение свежих и отработанных масел с соблюдением соответствующих температурных и атмосферных условий;

заливка и смена масла в работающем оборудовании;

очистка и сушка масла в процессе эксплуатации станции;

регенерация (восстановление) в случаях необходимости отработанных масел.

Масляное хозяйство крупных гидроэлектростанций располагается обычно в отдельном здании и состоит из центрального склада, очистного, сливного и насосного отделений, тарного склада и моечной, отделения регенерации масел и лаборатории. Для станций средней мощности возможно размещение масляного хозяйства в станционном здании. В подземных станционных зданиях масляное хозяйство размещать не

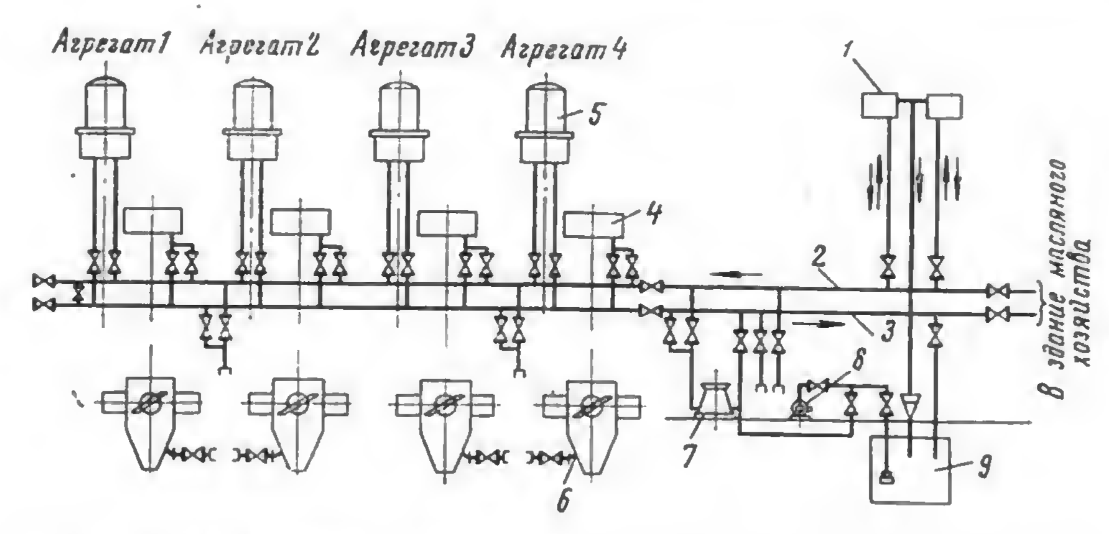


Рис. 3-27. Схема масляного хозяйства.

1 — напорный бачок; 2 — напорная магистраль; 3 — сливная магистраль; 4 — подпятник агрегата; 5 — система регулирования турбины; 6 — удаление масла из рабочего колеса; 7 — центрифуга; 8 — насос; 9 — сливной бак.

разрешается. В этих зданиях может быть помещен лишь доливной бак, эксплуатационный бак на максимальную емкость масляных систем оборудования и бак для аварийного слива масла из оборудования, а также передвижной фильтрпресс, центрифуги и насос.

Компоновка масляного хозяйства должна позволять производство всех необходимых операций с маслом при наименьшем количестве вентилей и минимальной длине трубопроводов, связывающих масляное хозяйство с машинным зданием, открытой подстанцией и распределительным устройством. Схема масляной системы гидроэнергетического оборудования, расположенной в станционном здании, показана на рис. 3-27.

Емкости масляного хозяйства станции должны обеспечивать возможность периодической замены отработанного масла всех потребителей свежим, соответствующий запас, а также возмещение потерь масла в процессе работы оборудования.

Количество масла W, необходимого для заполнения системы регулирования и смазки гидроагрегатов, ориентировочно может быть определено по формулам:

для гидроагрегатов с радиально-осевыми турбинами

$$W = (0{,}6 - 0{,}9)\, N \sqrt{\frac{D_1}{H}};$$

для гидроагрегатов с поворотнолопастными турбинами

$$W = (1,2 - 1,5)\, N \sqrt{\frac{D_1}{H}};$$

для гидроагрегатов с ковшовыми турбинами

$$W = (1,8 - 2,4)\, N \sqrt{\frac{D_1}{H}}.$$

Пневматическое хозяйство гидроэлектростанции представляет собой единую систему, состоящую из одной или нескольких компрессорных установок высокого и низкого давления (5—40 *ат*) и трубопроводов, транспортирующих сжатый воздух к отдельным потребителям.

Сжатый воздух на гидроэлектростанциях применяется для заполнения масловоздушных котлов системы регулирования гидроагрегатов, торможения ротора агрегата, отжатия воды из камеры рабочего колеса турбины при работе агрегата в режиме синхронного компенсатора, создания незамерзающей полыньи перед затворами, для электрических масляных и воздушных выключателей и разъединителей. Сжатый воздух необходим также для приведения в действие пневматических инструментов при монтажах и ремонтах оборудования.

Общий расход воздуха и пределы давлений, обеспечивающие надежную работу оборудования станции, а также технические параметры компрессоров и аппаратуры определяются на основе данных потребителей воздуха. При выборе производительности и числа компрессоров должны быть учтены возможность выхода компрессоров из строя или отключения для ремонтов. Поэтому число компрессоров в компрессорной установке следует принимать не менее двух, а производительность каждого должна обеспечивать минимальные неотложные нужды.

Пневматическое хозяйство должно быть спроектировано таким образом, чтобы подача воздуха ко всем оперативным потребителям осуществлялась бесперебойно. Воздухообеспечение каждой из групп потребителей сжатого воздуха следует выполнять по самостоятельным магистральным воздухопроводам, подсоединенным к одному или группе ресиверов.

Техническое водоснабжение обеспечивает потребность в воде систем охлаждения генераторов, трансформаторов, компрессоров и кондиционирования воздуха, охлаждения систем смазки подпятников и подшипников гидроагрегатов, смазки подшипников турбин и систем пожаротушения генераторов.

Для технического водоснабжения, как правило, используется вода реки, на которой расположена гидроэлектростанция. В тех случаях, когда напор станции достаточен для работы охладительных и других устройств, вода забирается непосредственно из верхнего бьефа, из спиральных камер турбин или из напорного трубопровода. Такое самотечное водоснабжение применяется обычно при напорах станции от 15 до 50 *м*.

На станциях с напорами менее 10 и более 50 *м* применяется система технического водоснабжения с принудительной подачей воды с помощью центробежных насосов. При напорах от 10 до 15 *м* может применяться самотечно-вакуумная система водоснабжения, в которой первоначальный вакуум создается с помощью вакуум-насоса.

Выбор системы технического водоснабжения определяется условиями обеспечения надежности и экономичности работы гидроэлектростанции.

Система технического водоснабжения должна иметь два водозабора: основной и резервный. Резервирование смазки подшипника турби-

ны осуществляется непосредственно из верхнего бьефа или от другой независимой системы водоснабжения.

Вода, поступающая к гидроагрегату, должна проходить через напорный фильтр. При малом загрязнении воды применяются фильтры с неподвижными сетками, промываемыми обратным током воды. В случаях большой загрязненности воды устанавливаются фильтры с подвижными сетками и непрерывной промывкой их. Фильтры должны располагаться возможно ближе к водозабору.

Для тушения пожаров в гидрогенераторах на гидроэлектростанциях с напором свыше 30 *м* вода, как правило, подается самотеком. На низконапорных станциях для этих целей следует предусматривать два насоса: рабочий и резервный с двумя самостоятельными трубопроводами и независимыми источниками питания насоса энергией.

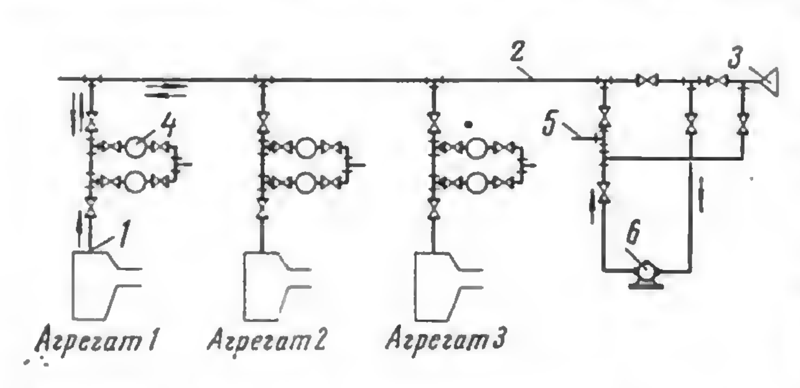


Рис. 3-28. Схема самотечного технического водоснабжения.

1 — забор воды из спиральной камеры; *2* — резервная магистраль; *3* — забор воды в верхнем бьефе; *4* — фильтр; *5* — пожарная магистраль; *6* — резервный насос.

Схема самотечного технического водоснабжения с забором воды из спиральных камер и верхнего бьефа и установкой резервного насоса представлена на рис. 3-28.

Откачивающие устройства предназначены для удаления воды из спиральных камер, отсасывающих труб и напорных трубопроводов при ревизиях и ремонтах технологического оборудования и подводных строительных конструкций.

Объем воды, подлежащей откачке, состоит из объема воды в спиральной камере и отсасывающей трубе, воды в напорном трубопроводе, оставшейся в нем после установки ремонтных затворов, и протечек через уплотнения затворов. Ориентировочно объем воды, подлежащей откачке, может быть определен по графику на рис. 3-29.

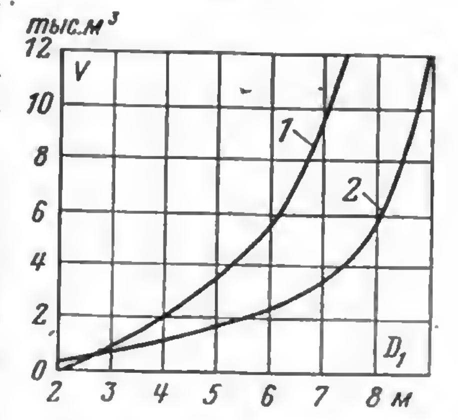


Рис. 3-29. Объем воды, подлежащей откачке из блока агрегата.

1 — радиально-осевые турбины; *2* — поворотнолопастные турбины.

В зависимости от компоновки здания станции и количества подлежащей откачке воды в качестве откачивающих устройств применяют стационарные установки с горизонтальными или вертикальными (в том числе артезианскими) насосами, а также с эжекторами. Количество насосов в установке должно быть не менее двух. Суммарная производительность насоса должна обеспечивать откачку воды из проточной части одной турбины и напорного водовода за время не более 8 *ч*, а производительность одного насоса — обеспечивать откачку воды, фильтрующей через уплотнения ремонтных затворов.

АВТОМАТИЗАЦИЯ РАБОТЫ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРОАГРЕГАТОВ

4-1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ АВТОМАТИЗАЦИИ РАБОТЫ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

Гидроэнергетическое оборудование современных крупных гидроэлектростанций обычно полностью автоматизировано. Все операции по пуску и остановке (нормальной и аварийной), а также большинство функций по оперативному обслуживанию работающих агрегатов выполняются без участия дежурного персонала. Ручное управление гидроагрегатами сводится к дистанционной подаче сигнала (с пульта станции или с диспетчерского пульта энергосистемы) для автоматического пуска или остановки агрегата, а также для изменения его нагрузки или режима работы, после чего все промежуточные операции осуществляются в необходимой последовательности соответствующими приборами автоматически. Функции дежурного персонала в машинном зале заключаются лишь в наблюдении за автоматически действующими агрегатами и их обслуживании.

Преимуществами автоматизированной гидроэлектростанции являются повышение надежности и экономичности работы гидроагрегатов, сокращение времени их пуска и остановки, повышение маневренности энергетического оборудования, исключение возможности неправильных операций при управлении гидроагрегатами, повышение централизации управления энергосистемой, уменьшение количества обслуживающего персонала.

Система оперативного управления энергетическим оборудованием гидроэлектростанции представляет собой комплекс технических средств, обеспечивающих его нормальную работу. К этому комплексу относятся автоматическое управление режимом гидроэлектростанции в целом и ее отдельных агрегатов, дистанционное управление гидроагрегатами, механизмами и аппаратами, автоматический и визуальный контроль работы оборудования. Во всех случаях система управления оборудованием гидроэлектростанции должна быть надежной и обеспечивать возможность полного управления режимами в нормальных и аварийных условиях.

В соответствии с этим основными функциями автоматического управления гидроэлектростанции являются:

поддержание режима работы гидроэлектростанции в пределах заданной программы;

выполнение операций, связанных с режимом работы гидроагрегатов (пуск, остановка, перевод в компенсаторный режим и обратно и др.);

контроль состояния энергетического и гидромеханического оборудования станции, обеспечивающий своевременное обнаружение неисправностей и принятие необходимых противоаварийных мероприятий;

выполнение противоаварийных мероприятий в случаях нарушения работы энергосистемы путем ввода в действие резервных гидроагрегатов при дефиците мощности, а также отключения гидроагрегатов при перегрузке линий электропередачи и повышении частоты и в других случаях нарушений.

4-2. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРОАГРЕГАТОВ

В условиях, когда генераторы гидроэлектростанций ранее работали на изолированную нагрузку или параллельно с небольшим числом других генераторов, основная функция системы автоматического регулирования гидроагрегатов заключалась в поддержании скорости вращения их и частоты тока в заданных пределах. Однако в дальнейшем по мере развития энергосистем, повышения мощности и числа параллельно работающих гидроагрегатов на системы автоматического регулирования было возложено обеспечение автоматического пуска и остановки агрегатов, а также синхронизации генератора с сетью. Затем на системы автоматического регулирования были распространены функции, связанные с обеспечением экономичного распределения нагрузки между агрегатами станции, регулирование частоты и перетоков мощности по межсистемным электрическим связям.

Современный автоматический регулятор скорости гидроагрегата, являющийся одним из основных элементов автоматического управления гидроэлектростанцией, может не только непрерывно поддерживать в заданных пределах скорость вращения гидроагрегата, но и осуществлять функции регулирования работы станции и энергосистемы.

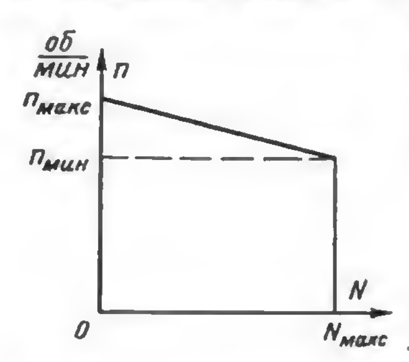


Рис. 4-1. Статическая характеристика регулятора.

Работа гидроагрегата с постоянной скоростью вращения необходима для поддержания постоянства частоты тока (одного из основных качественных параметров электрической энергии) при различной нагрузке в сети. Это требование может быть обеспечено лишь при постоянном равенстве нагрузки генератора и мощности турбины, т. е. всякое изменение нагрузки генератора должно сопровождаться таким же изменением мощности турбины. Так как напор и к. п. д. турбины в каждый данный момент постоянны, то изменение мощности ее может быть произведено лишь соответствующим изменением расхода воды через турбину, что и осуществляется автоматическим регулятором скорости с помощью направляющего аппарата, лопастей рабочего колеса и других регулирующих органов турбины.

Основным качественным показателем работы регулятора является способность удерживать скорость вращения гидроагрегата равномерной при всех режимах его работы. Однако практически действительная скорость вращения отклоняется от нормальной в некоторых пределах. Связь между скоростью вращения агрегата в установившемся режиме и величиной нагрузки называется статической характеристикой регулятора (рис. 4-1). Пределы отклонения скорости вращения называются остающейся неравномерностью регулирования.

Под величиной или степенью остающейся неравномерности регулирования δ понимается отношение разности скоростей вращения гидроагрегата на холостом ходу ($N=0$) и при полной нагрузке к средней скорости вращения:

$$\delta=\frac{n_{макс}-n_{мин}}{n_{ср}}\cdot 100\%,$$

где $n_{макс}$ — скорость вращения агрегата на холостом ходу;

$n_{мин}$ — скорость вращения агрегата при полной нагрузке;

$n_{ср}$ — средняя скорость вращения, равная

$$\frac{n_{макс}+n_{мин}}{2}.$$

Величина остающейся неравномерности регулирования на современных гидроагрегатах устанавливается обычно в пределах 2—4%.

При мгновенных сбросах нагрузки скорость вращения гидроагрегата повышается, а через некоторое время возвращается к нормальной. Отношение разности скоростей вращения после сброса и до сброса к скорости вращения до сброса называется временной неравномерностью регулирования β, величина которой равна:

$$\beta = \frac{n_{сбр} - n}{n},$$

где $n_{сбр}$ — скорость вращения агрегата после сброса:

n — скорость вращения агрегата до сброса.

При мгновенных набросах нагрузки скорость вращения агрегата замедляется, и процесс восстановления регулирования будет обратным сбросу. Однако мгновенный наброс полной мощности на один агрегат маловероятен, и определение временной неравномерности для этого случая практически не производится.

Величина временной неравномерности регулирования при сбросах нагрузки зависит от махового момента агрегата, а также от времени и характера закрытия направляющего аппарата турбины. При этом увеличение махового момента снижает временную неравномерность, а повышение времени закрытия направляющего аппарата увеличивает ее (см. § 5-1). Следует учитывать также, что чрезмерное повышение скорости вращения может вредно отразиться на работе турбины и генератора. Поэтому при создании гидроагрегата должен быть предусмотрен такой маховой момент ротора, который обеспечивал бы величину временной неравномерности в пределах, устанавливаемых заводом-изготовителем.

Временная неравномерность регулирования при полном сбросе допускается не более 0,5. Для сбросов меньшей мощности временную неравномерность можно допускать:

при сбросе 75% мощности	$0{,}65\ \beta_{макс}$
„ „ 50% мощности	$0{,}45\ \beta_{макс}$
„ „ 25% мощности	$0{,}25\ \beta_{макс}$

Функции системы автоматического регулирования по сохранению постоянной скорости вращения, автоматическому распределению нагрузки между агрегатами и исполнению команд управления должны осуществляться с установленной точностью, определяемой величиной нечувствительности системы регулирования.

Нечувствительность регулятора характеризуется минимальными отклонениями фактической скорости вращения от установленной, необходимыми для того, чтобы мощность агрегата начала увеличиваться, а затем уменьшаться (рис. 4-2). Если для того, чтобы мощность агрегата начала уменьшаться, нужно повысить скорость вращения на Δn_2, а для повышения мощности — уменьшить скорость вращения на Δn_1, то относительная нечувствительность регулятора ε составит:

$$\varepsilon = 100\frac{\Delta n_1 + \Delta n_2}{n} = \frac{\Delta n}{n}\cdot 100\%,$$

где $\Delta n = \Delta n_1 + \Delta n_2$ — зона нечувствительности.

Следовательно, с учетом нечувствительности статическая характеристика регулятора представляет собой не линию, а полосу (рис. 4-3), нижняя граница которой отвечает движению мощности в сторону уменьшения, а верхняя — в сторону увеличения, и поэтому данной скорости n_1 (частота) будет отвечать величина мощности в пределах N_1—N_2.

Влияние нечувствительности регулятора состоит в том, что если скорость вращения (частота) отклоняется на величину, меньшую ε, то регулятор не будет реагировать на ее изменение.

456—2.

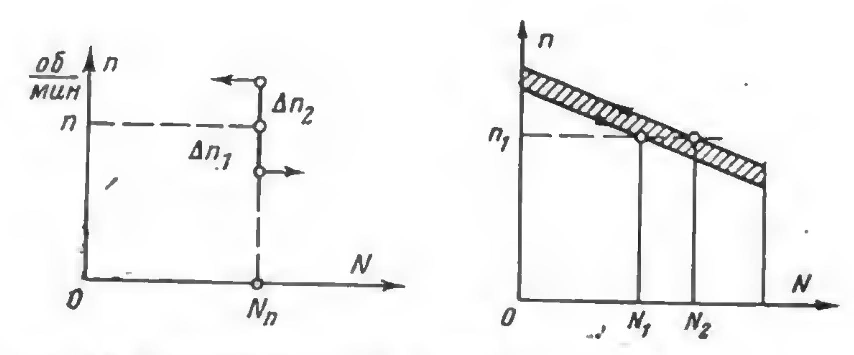


Рис. 4-2. Нечувствительность регулятора.

Рис. 4-3. Статическая характеристика с учетом нечувствительности регулятора.

Зона нечувствительности гидромеханического регулятора не должна превышать ±0,1% номинальной частоты сети, а электрогидравлического ±0,03%.

4-3. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ РЕГУЛЯТОРОВ СКОРОСТИ

Для обеспечения функций автоматического регулирования гидроагрегатов в современный регулятор скорости гидротурбины входит обычно комплекс следующих устройств:

передача от регулируемого агрегата к измерительному элементу регулятора;

измерительный элемент отклонения скорости вращения гидроагрегата от заданного значения (маятник);

передача от измерительного элемента к распределительному органу;

распределительные органы (золотники);

силовые органы системы регулирования мощности турбины (сервомоторы);

передача от регулирующего органа турбины к измерительному элементу (обратная связь);

механизмы управления регулятором;

маслонапорная установка, являющаяся энергетическим источником системы регулирования.

По способу передачи перемещающего усилия от измерительного элемента к регулирующим органам турбины регуляторы могут быть прямого и непрямого действия.

Регуляторы, в которых перемещение регулирующего органа осуществляется непосредственно усилием измерительного элемента (маятника) без каких-либо усилительных устройств, называются *регуляторами прямого действия*. Такие регуляторы не могут развивать значительных перемещающих усилий, и применение их ограничено машинами малой мощности.

Перемещения регулирующих органов гидротурбин, особенно средней и большой мощности, требуют приложения к ним больших усилий, значительно превышающих возможные усилия маятника. В связи с этим для повышения перемещающего усилия маятника применяется специальный гидравлический усилитель — сервомотор, выполняемый в виде цилиндра с поршнем. При изменении скорости вращения турбины маятник осуществляет перемещение распределительного золотника, который направляет рабочую жидкость под давлением в ту или иную полость сервомотора, перемещая этим его поршень в заданном направлении. Такой регулятор называется *регулятором непрямого действия*.

По исполнению основных элементов регуляторы скорости, практически применяемые в настоящее время, можно разделить на два вида:

регуляторы гидромеханические, характеризуемые тем, что все их элементы, включая измерительный датчик, усилительные устройства и стабилизирующие звенья, являются механическими и гидравлическими;

регуляторы электрогидравлические, в которых измерительный и другие управляющие элементы выполняются электрическими, а усилительные устройства и исполнительные органы — гидравлическими.

По методам стабилизации процессов регулирования автоматические регуляторы скорости подразделяются на регуляторы с гибкой (упругой) обратной связью, реагирующие только на отклонение скорости вращения (изодромные регуляторы), и регуляторы с воздействием по скорости и ускорению. Изодромные регуляторы с гибкой обратной связью получили в настоящее время наибольшее распространение.

Гидромеханические и электрогидравлические регуляторы скорости, предназначенные для автоматического регулирования скорости вращения и управления радиально-осевыми, поворотнолопастными и ковшовыми гидротурбинами, а также для индивидуального и группового (электрогидравлические регуляторы) регулирования активной мощности гидроагрегатов, изготовляются промышленностью трех типов:

с воздействием на один регулирующий орган радиально-осевых гидротурбин (направляющий аппарат);

с воздействием на два регулирующих органа поворотнолопастных гидротурбин (направляющий аппарат, рабочее колесо);

с воздействием на два регулирующих органа ковшовых гидротурбин (отклонители или отсекатели струи, иглы сопл).

Регуляторы каждого типа изготовляются нескольких типоразмеров, которые определяются диаметром главных золотников.

Регуляторы всех типов должны обеспечивать автоматическое и ручное выполнение следующих операций: пуск гидроагрегата; нормальную и аварийную остановки гидроагрегата при любом режиме работы; регулирование гидроагрегата в заданных режимах; перевод гидроагрегата из генераторного режима в режим синхронного компенсатора и обратно.

Электрогидравлические регуляторы обеспечивают также регулирование гидроагрегата в групповом режиме и перевод агрегата из режима индивидуального регулирования в режим синхронного компенсатора и обратно.

При автоматическом регулировании регулятор должен обеспечивать устойчивую работу гидроагрегата в режимах: холостого хода; изолированной нагрузки; параллельной работы в сеть в индивидуальном или групповом (электрогидравлические регуляторы) режимах регулирования; сбросов или набросов нагрузки.

Конструкция регулятора должна обеспечивать его нормальную работу в закрытом помещении при температуре масла в системе регулирования не ниже +10 °C и не выше +40 °C и при снижении давления на 10% от рабочего.

4-4. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ

В зависимости от способа подачи масла под давлением к распределительному золотнику гидромеханические регуляторы подразделяются на два типа: проточные и котельные.

В регуляторах проточного типа (рис. 4-4) масло под давлением подается непосредственно к распределительному золотнику *1* непрерывно вращающимся насосом *2*. В регуляторах этого типа распределительный

золотник имеет отрицательные перекрытия, т. е. выступы (пояса) тела золотника не перекрывают полностью рабочие окна в корпусе. При среднем положении золотника, которое соответствует установившемуся режиму работы агрегата, между выступами тела золотника и кромками рабочих окон имеются зазоры, благодаря чему масло обтекает выступы тела золотника и, не производя работы, сбрасывается в сливной резервуар *3*, откуда оно вновь засасывается насосом. Однако, как только тело распределительного золотника воздействием маятника *4* будет выведено из среднего положения, масло станет подаваться в соответствующую полость сервомотора *5* и создавать необходимое усилие для перемещения регулирующего органа турбины.

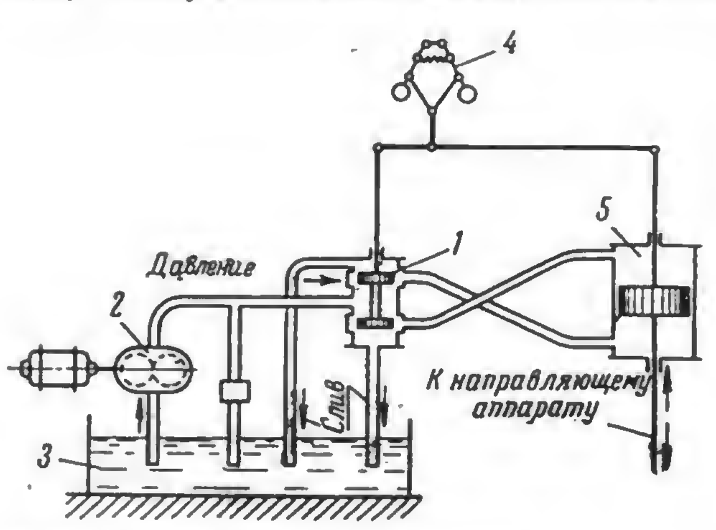


Рис. 4-4. Схема проточного регулятора.

Для пуска агрегата в работу, когда масляный насос не может работать из-за отсутствия энергии для его привода, применяется специальный механизм ручного управления, который может быть использован также для ручного регулирования работающей турбины.

Конструктивно регулятор проточного типа обычно выполняется в виде колонки, на которой установлены масляный насос, сервомотор с распределительным золотником и маятник. Внутри колонки располагается сливной резервуар.

В регуляторах этого типа создать большие перестановочные усилия нельзя, и поэтому они применяются только для регулирования гидротурбин небольшой и средней мощности.

В регуляторах котельного типа (рис. 4-5), применяемых для крупных гидротурбин, масло под давлением поступает к распределительному зо-

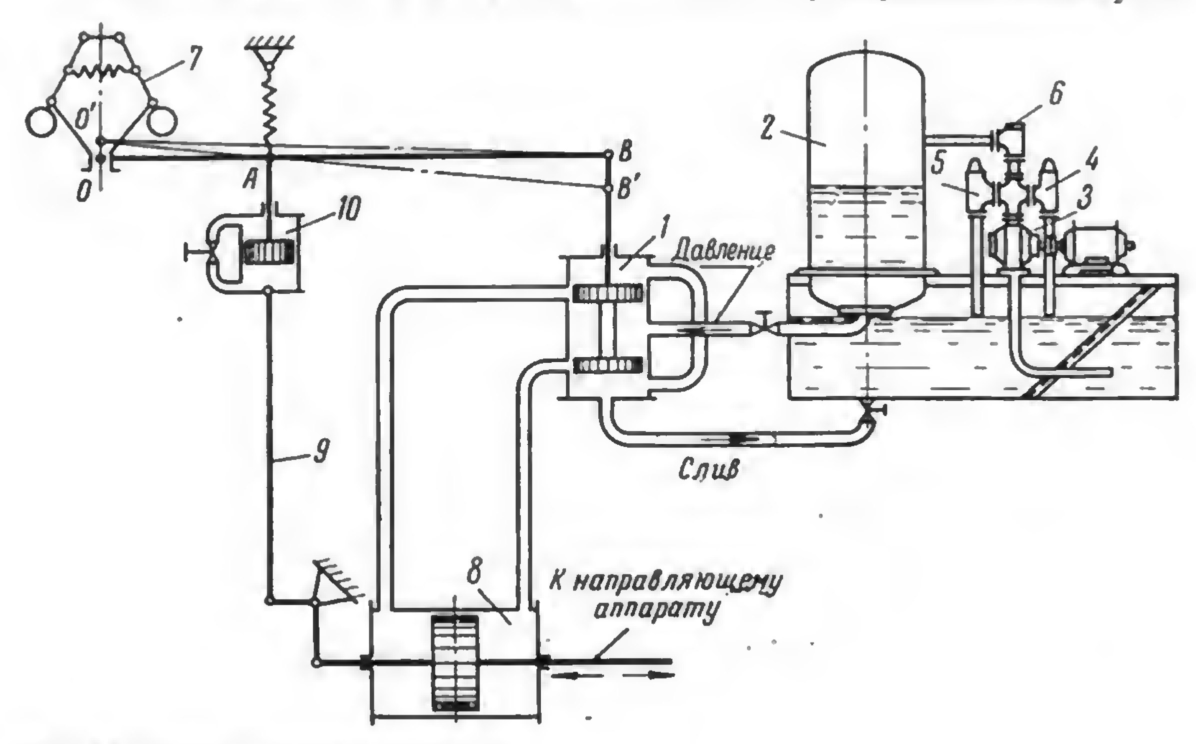


Рис. 4-5. Схема котельного регулятора.

лотнику *1* из масловоздушного котла *2*, который представляет собой аккумулятор энергии, расходуемой в процессе регулирования турбины. Уровень и давление масла в котле поддерживаются насосом *3*, снабженным клапанами: предохранительным *4*, перепускным *5* и обратным *6*.

Распределительный золотник такого регулятора имеет положительные перекрытия, т. е. при среднем положении золотника рабочие окна в корпусе перекрываются полностью выступами тела золотника. В процессе регулирования, когда распределительный золотник под воздействием центробежного маятника *7* перемещается в ту или другую сторону, масло под давлением поступает из масловоздушного котла через открытые рабочие окна золотника в цилиндр сервомотора *8* и создает усилие, необходимое для поворота лопаток направляющего аппарата. В поворотнолопастных гидротурбинах масло одновременно подается и в сервомотор рабочего колеса через его золотник, который управляется специальным комбинаторным устройством, обеспечивающим необходимую синхронизацию поворота лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата.

Вследствие того, что генератор должен вырабатывать всегда ток определенной частоты, требуется, чтобы система регулирования не только обеспечивала постоянную скорость вращения турбины в установившемся режиме, но и поддерживала ту же скорость вращения по окончании процесса регулирования.

Получение практически одинаковой скорости вращения агрегата после регулирования достигается применением обратной связи (выключателя) *9* между передачей к золотнику и поршнем сервомотора, выполняемой жесткой шарнирной или с изодромным (упругим) механизмом *10*.

Регуляторы с жесткой обратной связью работают устойчиво лишь при значительной величине остающейся неравномерности регулирования (10—12%) и поэтому применяются для небольших гидроагрегатов.

Для крупных гидроагрегатов применяют регуляторы с изодромным механизмом в обратной связи, дающим возможность уменьшить или полностью исключить неравномерность регулирования.

Изодромный механизм представляет собой такое устройство, которое, будучи выведено из среднего положения, само с необходимой, заранее установленной скоростью возвращается в среднее положение. Изодромный механизм выполняется обычно в виде пружинно-масляного катаракта (компенсатора), состоящего из заполненного маслом цилиндра, внутри которого размещены поршень и пружины, перемещающие поршень в ту или другую сторону относительно цилиндра. Цилиндр катаракта связан рычажной или тросовой передачей с поршнем сервомотора направляющего аппарата, а поршень катаракта — с передачей от маятника к распределительному золотнику. В поршне катаракта имеются небольшие отверстия, через которые масло медленно перетекает из одной полости в другую. Это происходит, когда поршень катаракта отклоняется от своего среднего положения во время изменения нагрузки генератора при движении сервомотора на закрытие или открытие.

Котельные регуляторы скорости средних и крупных гидротурбин конструктивно состоят обычно из колонки управления, отдельной маслонапорной установки, сервомоторов направляющего аппарата, сервомотора рабочего колеса (в поворотнолопастных турбинах) и системы масляных трубопроводов. В некоторых конструкциях современных мощных регуляторов колонка управления объединена с маслонапорной установкой в один блок.

В колонке управления расположены центробежный маятник, распределительные золотники регулятора скорости и комбинатора и механизмы управления турбиной (механизм остающейся неравномерности, механизм изменения скорости вращения, устройство для автоматического пуска и остановки турбины, механизм ограничения открытия и др.).

Маслонапорная установка, состоящая из напорного масловоздушного котла, сливного бака и масляных насосов с арматурой, располагается обычно на отметке пола машинного здания.

Сервомоторы направляющего аппарата и рабочего колеса устанавливаются соответственно вблизи от регулирующего кольца и во втулке рабочего колеса и связываются с колонкой управления масляными трубопроводами и рычажными или тросовыми передачами обратной связи.

Регулированием с воздействием по скорости называется процесс регулирования гидроагрегата изодромным регулятором, когда центробежный маятник отзывается только на изменение скорости вращения агрегата в случае изменения нагрузки на генератор. Происходит этот процесс в следующем порядке (рис. 4-5).

При установившемся режиме работы гидроагрегата и постоянной скорости его вращения муфта центробежного маятника, рычаг *OAB* и распределительный золотник будут находиться в среднем положении. Если нагрузка на генератор уменьшится, то скорость вращения гидроагрегата будет увеличиваться, повысится также скорость вращения центробежного маятника, что вызовет перемещение его муфты вверх. Рычаг *OAB* повернется при этом вокруг точки *A*, займет новое положение *O'AB'* и своим концом сдвинет распределительный золотник вниз. Масло поступит в правую полость сервомотора, и поршень его передвинется влево, уменьшая открытие направляющего аппарата, что соответственно снизит расход воды через турбину и уменьшит скорость вращения. Одновременно поршень сервомотора через масляный катаракт, который в первый момент будет работать как жесткая связь, так как масло не успеет перетечь через дроссельные отверстия, начнет перемещать вверх точку *A* рычага. Рычаг в положении *O'AB'*, поворачиваясь вокруг точки *O'*, будет сжимать пружину катаракта и возвращать распределительный золотник вверх, к среднему положению. Рычаг при этом займет положение *O'B*. Но пружина катаракта будет стремиться занять свое первоначальное положение, возвращая точку *A* вместе с поршнем катаракта в среднее положение.

При движении точки *A* вниз рычаг будет поворачиваться вокруг муфты маятника и перемещать распределительный золотник снова вниз, на закрытие направляющего аппарата. Процесс регулирования завершится только тогда, когда поршень катаракта и распределительный золотник возвратятся в первоначальное положение. При этом скорость вращения агрегата установится нормальной, а направляющий аппарат займет положение, в котором мощность турбины будет соответствовать новой нагрузке генератора.

Регулирование при увеличении нагрузки на генератор выполняется аналогично регулированию при уменьшении нагрузки, только перемещения механизмов регулирующей системы будут происходить в обратном порядке.

Регулирование с воздействием по скорости и ускорению. При регулировании по скорости центробежный маятник отзывается на изменение скорости и муфта маятника в этом случае перемещается пропорционально изменению скорости вращения. В такой системе регулятор начинает действовать не одновременно с мгновенным изменением нагрузки генератора, а с некоторым запаздыванием и при частичном открытии окон распределительного золотника. Это приводит к отставанию начала действия системы регулирования.

С целью устранения такого замедления в современных системах регулирования начали применять регуляторы, отзывающиеся не только на изменение скорости вращения, но и на ускорение этого вращения при изменении нагрузки на агрегат. В первый момент процесса регулирования ускорение мгновенно приобретает максимальное значение, тогда как изменение скорости в это время равно почти нулю. Отзываясь на макси-

мальное ускорение, регулятор сразу же открывает окна распределительного золотника на значительную величину. Следовательно, поршень сервомотора регулирующего органа начнет перемещаться в нужном направлении еще до того, как изменение скорости вращения агрегата и центробежного маятника достигнет некоторой величины, необходимой для соответствующего открытия окон распределительного золотника.

Главным преимуществом таких регуляторов является то, что при резком изменении нагрузки временное изменение скорости вращения агрегата значительно меньше, чем в схеме регулирования только по скорости. Заметно уменьшается также величина повышения давления в подводящем трубопроводе при гидравлическом ударе, возникающем после сброса нагрузки.

В схемах регулятора по скорости и ускорению, помимо обычного центробежного маятника (измерителя скорости), применяется устройство, измеряющее ускорение и называемое инерционным измерителем ускорения.

4-5. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ

Повышение требований к регулированию крупных гидроагрегатов современных гидроэлектростанций, работающих параллельно в одну мощную энергетическую систему, привело к созданию и широкому распространению более совершенных комбинированных электрогидравлических регуляторов, в которых большая мощность гидравлических исполнительных механизмов сочетается с чувствительностью и высокой гибкостью электрических управляющих элементов. Особенностью электрогидравлических регуляторов является то, что такие важнейшие процессы регулирования, как измерение скорости вращения агрегата, осуществление остающейся неравномерности регулирования, установление изодромной обратной связи, воздействие механизма изменения скорости вращения выполняются с помощью электрических устройств.

Электрогидравлический регулятор состоит из следующих основных частей:

выявителя, включающего электрические элементы для выявления и формирования электрического сигнала управления распределительным золотником сервомотора регулирующего органа. Такими элементами являются: устройство для измерения скорости вращения агрегата (электрический маятник), электрический изодром, устройство остающейся неравномерности регулирования, механизмы изменения скорости вращения и мощности, схема осуществления группового регулирования;

релейной части, к которой относятся электрические реле, обеспечивающие пуск, остановку и изменение режимов работы агрегата, а также автоматические защиты;

гидромеханической части, в которую входят гидромеханические элементы и непосредственно связанные с ними электрические устройства, в том числе электрогидравлический преобразователь (исполнитель), сопрягающий электрическую и гидромеханическую части регулятора, главный распределительный золотник, вал выключателя, механизм ограничения открытия, указатели.

Отечественной промышленностью изготовляются в настоящее время в основном два типа электрогидравлических регуляторов:

типы ЭГР (электрогидравлический регулятор), предназначенный для автоматического управления радиально-осевыми гидротурбинами средней и большой мощности;

типа ЭГРКМ (электрогидравлический регулятор комплексный), применяемый для поворотнолопастных гидротубин.

Конструктивно регуляторы обоих типов состоят из шкафа электрооборудования, в котором расположены выявитель и релейная часть, и колонки управления, содержащей гидромеханическую часть регулятора. В колонке управления регулятора типа ЭГРКМ, кроме вышеперечисленных устройств гидромеханической части и распределительного золотника системы управления направляющим аппаратом, расположены устройства комбинатора для поворота лопастей рабочего колеса.

Для группового регулирования гидроагрегатов на пульте ГЭС предусматривается задатчик частоты и активной мощности (для группы агрегатов), состоящий из электрических элементов, обеспечивающих возможность дистанционного управления несколькими агрегатами как одним.

В электрогидравлическом регуляторе все изменения скорости вращения ротора агрегата, а следовательно, и частоты тока, вырабатываемого генератором, воспринимаются измерительным элементом, который перерабатывает их в электрический сигнал в виде напряжения переменного тока, а затем передает этот сигнал на электрическое суммирующее

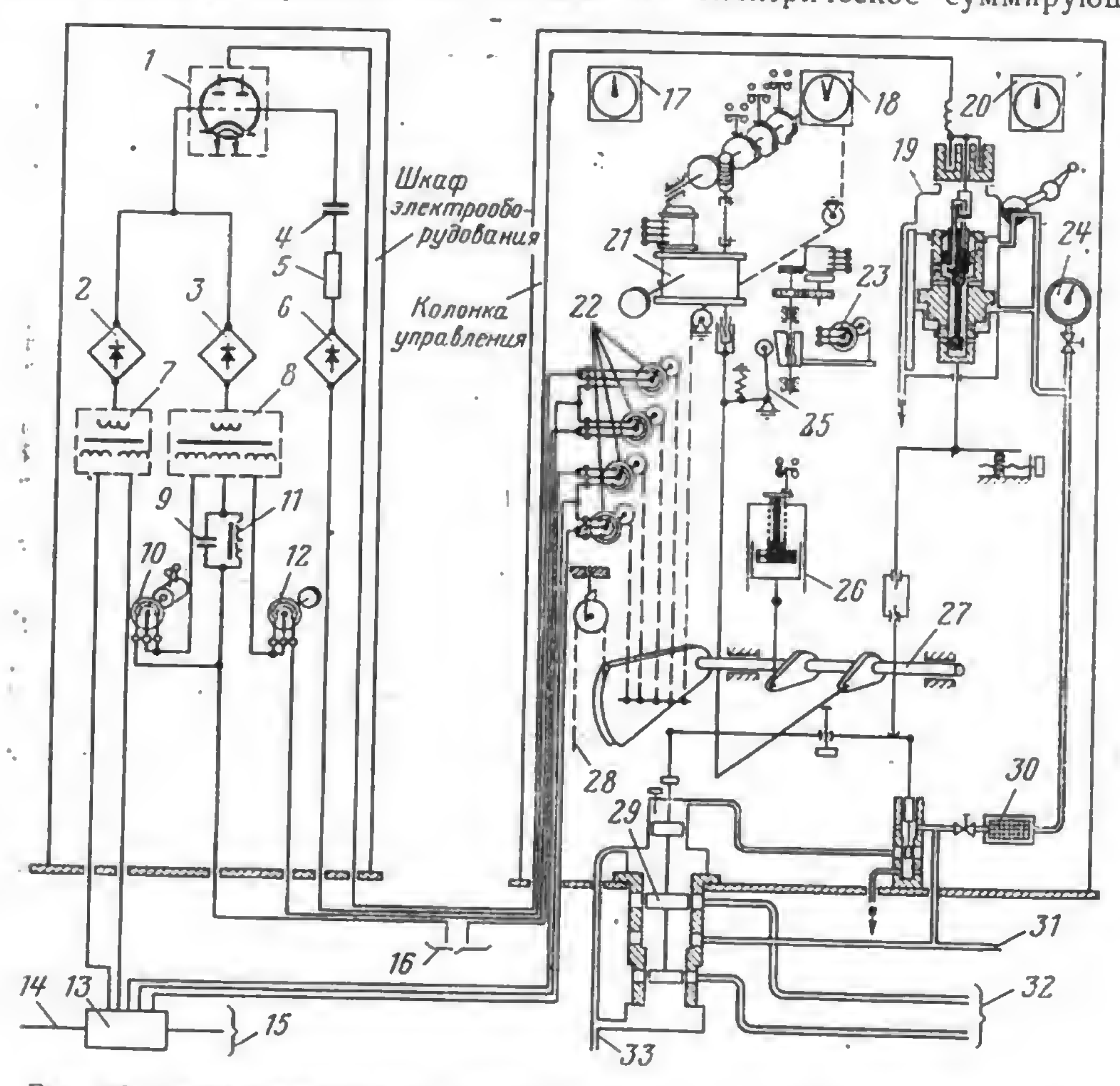


Рис. 4-6. Схема электрогидравлического регулятора типа ЭГР.

1 — электронный усилитель; 2 — выпрямитель группового регулирования; 3 — выпрямитель индивидуального регулирования; 4 — конденсатор изодрома; 5 — сопротивление изодрома; 6 — выпрямитель изодрома; 7 — сумматор группового регулирования; 8 — сумматор индивидуального регулирования; 9 — конденсатор измерителя частоты; 10 — механизм изменения оборотов; 11 — дроссель измерителя частоты; 12 — механизм изменения остающейся неравномерности; 13 — задатчик мощности группы агрегатов; 14 — сигналы управления к другим агрегатам; 15 — напряжение от сети местных нужд; 16 — напряжение от тахогенератора; 17 — электротахометр; 18 — указатель открытия направляющего аппарата; 19 — электрогидравлический преобразователь; 20 — балансный прибор; 21 — редуктор ограничения открытия; 22 — механизм обратных связей; 23 — механизм обратной связя настройки по напору; 24 — манометр; 25 — ограничитель по напору; 26 — катаракт противоразгонного устройства; 27 — вал выключателя; 28 — трос обратяой связи; 29 — главный золотник регулятора; 30 — масляный фильтр; 31 — напорный трубопровод от МНУ; 32 — трубопровод к сервомотору направляющего аппарата; 33 — сливкой трубопровод к МНУ.

устройство. На это же устройство подаются сигналы воздействия от механизма изменения скорости вращения, жесткой обратной связи, обеспечивающей остающуюся степень неравномерности регулирования, и других управляющих и регулирующих устройств (задатчика мощности, устройств группового регулирования и др.). Далее суммарный электрический сигнал поступает в фазочувствительный выпрямитель, а затем — в электрический усилитель. Туда же поступает стабилизирующий сигнал электрического изодрома. После их сложения и усиления оба сигнала поступают в электрогидравлический преобразователь (усилитель), где электрический сигнал преобразуется в гидромеханический, воздействующий на главный распределительный золотник сервомотора направляющего аппарата турбины.

Обратная связь от сервомотора к валу выключателя регулятора, механизму ограничения открытия, изодромному устройству и механизму остающейся неравномерности регулирования осуществляется механическими передачами, и от изодромного устройства и механизма остающейся неравномерности к выявительным устройствам — электрическими сигналами.

Схема электрогидравлического регулятора типа ЭГР приведена на рис. 4-6.

4-6. ДВОЙНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРОТУРБИН

В поворотнолопастных, диагональных и ковшовых гидротурбинах имеются два регулирующих органа, и мощность, развиваемая турбиной, определяется положением каждого из них. Одна и та же величина мощности турбины может быть получена при различных сочетаниях положений ее регулирующих органов. Однако для каждого установившегося режима работы существует наивыгоднейшее взаимное их расположение. Оптимальную зависимость между положением регулирующих органов при различных установившихся режимах работы турбины называют комбинаторной зависимостью. Для поворотнолопастных и диагональных гидротурбин — это зависимость между открытием направляющего аппарата и углом разворота лопастей рабочего колеса, а для ковшовых—зависимость между положением иглы сопла и отклонителем струи. Группу механизмов системы двойного регулирования, координирующих взаимное положение сервомоторов регулирующих органов, называют комбинатором.

Комбинатор представляет собой клин или кулачок с криволинейным профилем, который кинематически связан с поршнем сервомотора направляющего аппарата турбины и перемещается одновременно с открытием или закрытием направляющего аппарата. На клин или кулачок опирается рычаг с роликом, связанный с золотником регулятора. Кроме комбинатора, система двойного регулирования дополнительно снабжается сервомотором с распределительным золотником, управляющими вторым регулирующим органом.

Комбинаторная зависимость, соответствующая наивыгоднейшему к. п. д. турбины, должна изменяться соответственно изменению напора станции. Такие изменения зависимости, называемые настройкой комбинатора по напору, осуществляются пространственным изменением формы кулачка комбинатора.

Направляющий аппарат и лопасти рабочего колеса поворотнолопастных и диагональных гидротурбин приводятся в движение отдельными сервомоторами. Сервомотор направляющего аппарата, действующий, как правило, быстрее сервомотора рабочего колеса, используется как ведущий. Он управляется непосредственно от воздействия маятника, а сервомотор рабочего колеса является ведомым, и им управляет комбинатор в зависимости от положения направляющего аппарата.

Для поворотнолопастных турбин принципиальная схема двойного регулирования представлена на рис. 4-7. Действие этой системы регулирования при частичном сбросе нагрузки происходит в следующем порядке. В результате повышения скорости вращения агрегата маятник *1* перемещает золотник *2* вверх и поршень сервомотора *3* будет передвигаться влево, закрывая направляющий аппарат турбины. Одновременно поршень катаракта *4* смещается вверх, осуществляя изодромную обратную связь, а механизм остающейся неравномерности *5* передвигает вверх

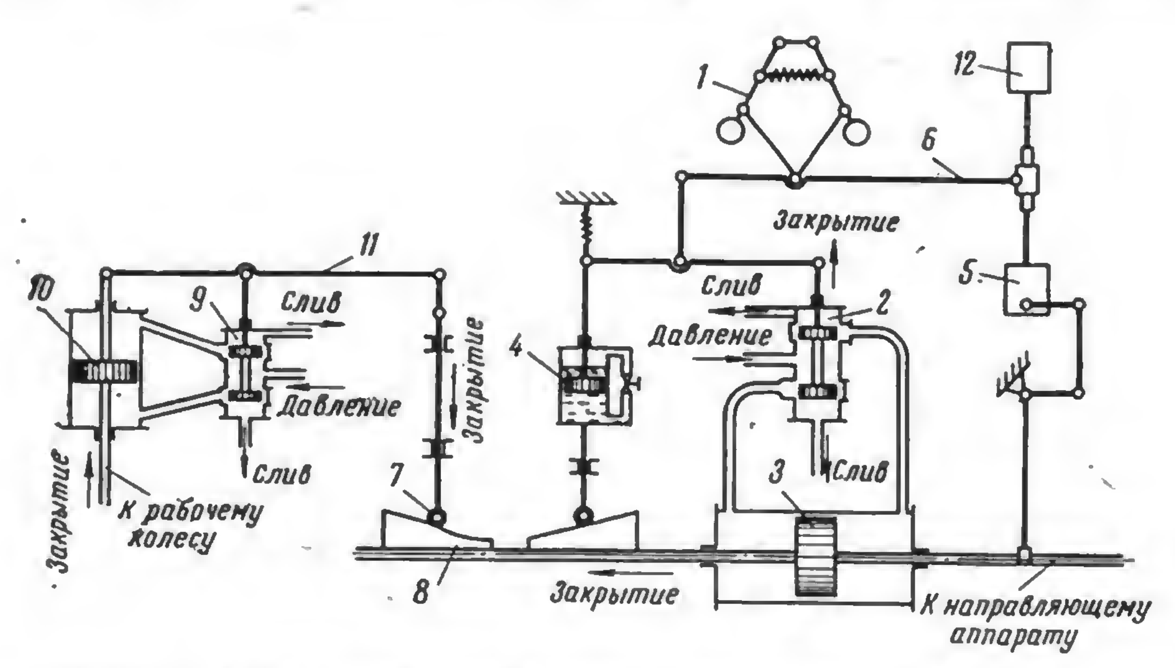


Рис. 4-7. Схема двойного регулирования поворотнолопастной турбины.

правое плечо рычага *6*. При этом ролик комбинатора *7* смещается по кулачку *8* вниз, что приводит к смещению также вниз золотника *9*, вследствие чего поршень сервомотора *10* будет двигаться вверх, уменьшая разворот лопастей рабочего колеса и приводя к среднему положению золотник с помощью рычага обратной связи *11*. В результате этих действий механизмов регулирования направляющий аппарат и лопасти рабочего колеса двигаются на закрытие и скорость вращения агрегата начинает уменьшаться из-за снижения скорости вращения маятника и действия обратной связи. Золотник возвращается в среднее положение и перемещается далее вниз, вследствие чего поршень сервомотора начнет двигаться вправо на открытие направляющего аппарата, а комбинатор будет разворачивать лопасти рабочего колеса на открытие. Далее происходят затухающие колебания системы регулирования. Изменение установившейся скорости вращения агрегата вручную или дистанционно может осуществляться механизмом изменения скорости вращения *12*.

В ковшовых гидротурбинах при сбросах нагрузки быстрое закрытие регулирующего органа игольчатого сопла для уменьшения мощности турбины недопустимо из-за возникновения гидравлического удара в напорном трубопроводе. Поэтому резкое снижение мощности в этих турбинах осуществляется специальным быстродействующим отсекателем струи, который отклоняет струю, направляя ее мимо лопаток рабочего колеса. Для уменьшения мощности необходимо, чтобы отсекатель включался в работу как можно быстрее, следовательно, рабочая кромка его должна находиться вблизи от поверхности струи. Диаметр же струи не является постоянным и зависит от мощности турбины, т. е. от положения иглы, поэтому положение отсекателя тоже не является постоянным. Согласование наивыгоднейших положений рабочей кромки отсекателя и иглы сопла производится комбинатором.

На рис. 4-8 представлена наиболее распространенная принципиальная схема регулирования ковшовой гидротурбины. В этой схеме ведущим является более быстродействующий сервомотор отсекателя. Передача изодромной связи идет от этого же сервомотора, а сервомотор иглы сопла управляется комбинатором.

В рассматриваемой схеме после сброса значительной нагрузки и повышения скорости вращения турбины маятник *1* через систему рычагов смещает золотник *2* вверх и сервомотор *3*, двигаясь вправо, начинает перемещать отсекатель *4* на закрытие, одновременно перемещая ролик по клину комбинатора *5* вниз. При этом рычаг *6* смещает золотник *7*

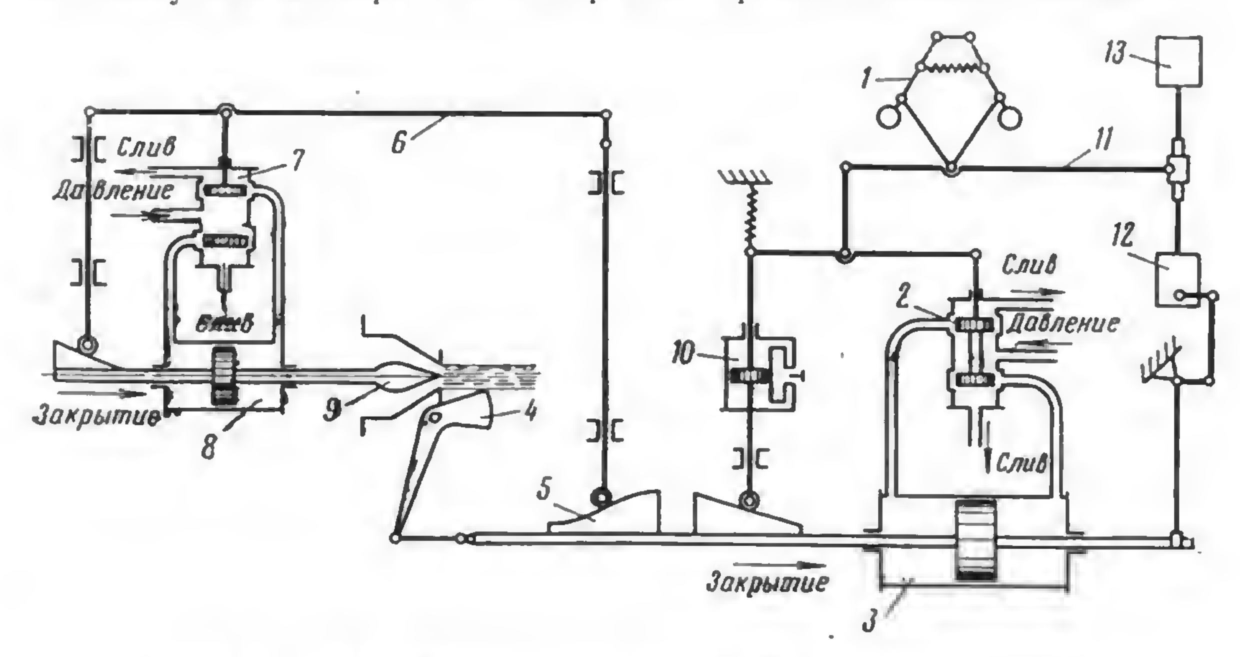


Рис. 4-8. Схема двойного регулирования ковшовой турбины.

вниз, вследствие чего сервомотор *8* перемещает иглу сопла *9* на закрытие. Передача обратной связи через катаракт *10* смещает золотник вниз к среднему положению. При этом скорость вращения турбины, достигнув некоторого максимума, начнет снижаться.

Далее золотник, пройдя среднее положение и идя вниз, начнет смещать сервомотор на открытие и отсекатель станет выходить из струи, увеличивая мощность турбины. Происходит ряд затухающих колебаний системы регулирования, и скорость вращения турбины приблизится к нормальной. По окончании регулирования скорость вращения турбины установится в соответствии с положением рычага *11*, перемещаемого механизмом остающейся неравномерности *12* или механизмом изменения скорости вращения *13*.

При малых колебаниях системы регулирования движения отсекателя не сказываются на изменении мощности турбины, так как перемещения режущей кромки отсекателя происходят вне струи. Изменение мощности турбины производится только перемещением иглы сопла.

В случаях резкого увеличения нагрузки отсекатель лишь дальше отходит от струи, а повышение мощности турбины происходит благодаря движению иглы сопла на открытие.

4-7. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Связь между турбиной и гидромеханическим регулятором скорости в современных конструкциях гидроагрегатов осуществляется, как правило, электрическим приводом, состоящим из специального регуляторного генератора с полюсами из постоянных магнитов, имеющего пониженную

частоту, незначительную мощность и малые размеры электродвигателя, вал которого соединен с ведущим валиком центробежного маятника. Регуляторный генератор в этом случае устанавливается на валу генератора, связь с которым осуществляется качающимся валиком, проходящим внутри неподвижного трубчатого вала, что исключает передачу на ротор генераторного регулятора колебаний вала гидроагрегата.

В электрогидравлических регуляторах скорости измерительный элемент получает питание от вспомогательного генератора частотой 50 *гц* с числом полюсов таким же, что и у главного генератора. Такие генераторы имеют большие мощности и размеры и поэтому устанавливаются на валу главного генератора или на его надставке.

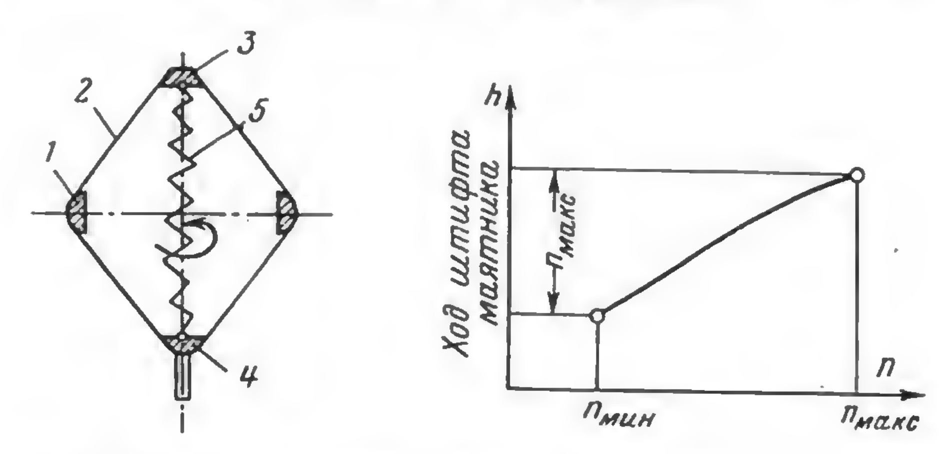


Рис. 4-9. Схема центробежного ленточного маятника.

Рис. 4-10. Характеристика маятника.

Измерительным элементом системы автоматического регулирования, непрерывно воспринимающим отклонения скорости вращения гидроагрегата от заданного значения и воздействующего через усилительные устройства регулятора на исполнительные органы регулирования турбины, является маятник. По принципу действия маятники разделяются на центробежные, электрические и гидравлические.

Центробежный маятник, применяемый в гидромеханических регуляторах, представляет собой систему, в которой изменение скорости вращения основано на изменении центробежной силы вращающихся грузов. В настоящее время наибольшее распространение получили ромбические ленточные маятники (рис. 4-9), в которых два груза *1*, расположенные в одной плоскости по обе стороны вращения маятника, подвешены на стальной упругой ленте *2*. Концы ленты закреплены в верхней втулке *3*, жестко соединенной с электродвигателем, приводящим маятник во вращение. В нижней части лента охватывает подвижную буксу *4*.

С повышением скорости вращения маятника грузы вследствие увеличения центробежной силы раздвигают упругую ленту с грузами, поднимая вверх подвижную буксу и сжимая пружину *5*. При снижении скорости вращения маятника грузы сжимают ленту, и букса перемещается вниз. Эти перемещения буксы и являются перестановочными усилиями маятника, передаваемыми распределительному золотнику.

Однако перестановочные усилия маятника очень малы и недостаточны для перемещения системы рычагов распределительного золотника. Поэтому к подвижной буксе присоединяется так называемый побудительный золотник, увеличивающий перестановочное усилие маятника с помощью давления масла, поступающего в золотник из маслонапорной установки. В регуляторах мощных гидротурбин передача от маятника к распределительному золотнику осуществляется в виде системы усиливающих устройств — золотников с механическими и гидравлическими связями.

При работе гидроагрегата каждому значению скорости вращения маятника соответствует определенное положение его подвижной буксы. Зависимость между положением буксы маятника и скоростью вращения агрегата в установившихся режимах, имеющая обычно вид плавной кривой, называется характеристикой маятника (рис. 4-10).

Отношение разности максимальной $n_{макс}$ и минимальной $n_{мин}$ скоростей вращения, на которые реагирует маятник, к средней скорости вращения $n_{ср}$ в процентах называют неравномерностью маятника $\delta_м$, равной:

$$\delta_м = \frac{n_{макс} - n_{мин}}{n_{ср}} \cdot 100\%,$$

где

$$n_{ср} = \frac{n_{макс} + n_{мин}}{2}.$$

Электрический маятник в электрогидравлических регуляторах является измерительным элементом, представляющим собой колебательный контур из емкости, индуктивности и промежуточного трансформатора, настроенного на постоянную частоту регуляторного генератора.

Колебательный контур настроен таким образом, что при номинальной скорости вращения агрегата проводимость контура практически равна нулю. В этом случае напряжение, подводимое к трансформатору и емкости, также равно нулю. При отклонении скорости вращения агрегата от номинальной резонанс контура нарушается и на емкость подается напряжение, величина и фаза которого зависят от величины и знака отклонения скорости. Напряжение это затем поступает в соответствующие датчики положения механизма изменения скорости вращения регулятора и положения направляющего аппарата турбины, связанные с усилительными устройствами.

Гидравлический маятник по существу является манометром центробежного насоса, подающего в цилиндр с поршнем жидкость под давлением, пропорциональным скорости вращения турбины. В соответствии с величиной давления поршень изменяет свое положение, воздействуя на элементы регулирования. В практике гидротурбостроения такие маятники в настоящее время не применяются.

Распределительный золотник воспринимает перемещения маятника и в зависимости от его сигнала осуществляет управление работой сервомоторов турбины путем непрерывного распределения масла под давлением в соответствующие полости сервомотора. Главной особенностью распределительных золотников является возможность плавного изменения с их помощью как величины, так и скорости перемещения поршня управляемого сервомотора. В распределительных золотниках крупных гидротурбин, где требуются большие перестановочные усилия, применяется двух- и трехкратное гидравлическое усиление сигнала.

Для обеспечения устойчивости и качества переходных процессов регулирования гидротурбин в систему автоматического регулирования вводится стабилизирующее устройство в виде обратной связи от регулирующего органа (сервомотора) к измерительному элементу (маятнику), состоящее из специальной передачи, изодромного механизма и механизма остающейся неравномерности. При помощи передачи обратной связи, выполняемой в настоящее время обычно гибкой тросовой, производится возврат распределительного органа к его среднему положению по мере того, как регулирующий орган будет перемещаться в новое положение.

К механизмам управления регулятором, обеспечивающим требования нормальной работы регуляторов в различных режимах и условиях эксплуатации, применяемым в современных регуляторах, относятся:

механизм остающейся неравномерности регулирования, при помощи которого достигается некоторая остающаяся неравномерность регулиро-

вания, что необходимо для устойчивости распределения нагрузок между агрегатами, работающими параллельно на общую электрическую сеть;

механизм изменения скорости вращения, используемый для приведения скорости вращения турбины к нормальной при синхронизации агрегата перед включением его на параллельную работу, для изменения нагрузки агрегата во время параллельной работы и для изменения скорости вращения в небольших пределах при работе на обособленного потребителя;

механизм ограничения открытия направляющего аппарата, применяемый в случаях, когда агрегат не должен работать при открытиях направляющего аппарата, превышающих допустимые, а также используемый в качестве механизма ручного регулирования и пускоостанавливающего устройства.

4-8. МАСЛОНАПОРНЫЕ УСТАНОВКИ

Маслонапорная установка (МНУ) является аккумулятором энергии, используемой как для автоматического регулирования скорости вращения гидроагрегата, так и для автоматического управления им при пуске в ход, изменениях нагрузки (включая перевод агрегата в режим синхронного компенсатора), нормальной и аварийной остановках агрегата. Работа турбинных затворов обычно обеспечивается отдельной МНУ.

Энергетическим носителем маслонапорной установки служит постоянно поддерживаемое масляными насосами повышенное давление масла в масловоздушном котле, которое и обеспечивает работу силовых органов системы регулирования и управления: сервомоторов направляющего аппарата, лопастей рабочего колеса, игл сопл, холостых выпусков в любой момент и при всех режимах работы агрегата.

В соответствии с указанными функциями маслонапорная установка (рис. 4-11) состоит из масловоздушного напорного котла *1* (аккумулятора давления), двух масляных насосов *2* с электроприводом *3*, масляного сливного бака *4*, механизмов автоматики, контрольно-измерительных приборов, специальной арматуры и трубопроводов.

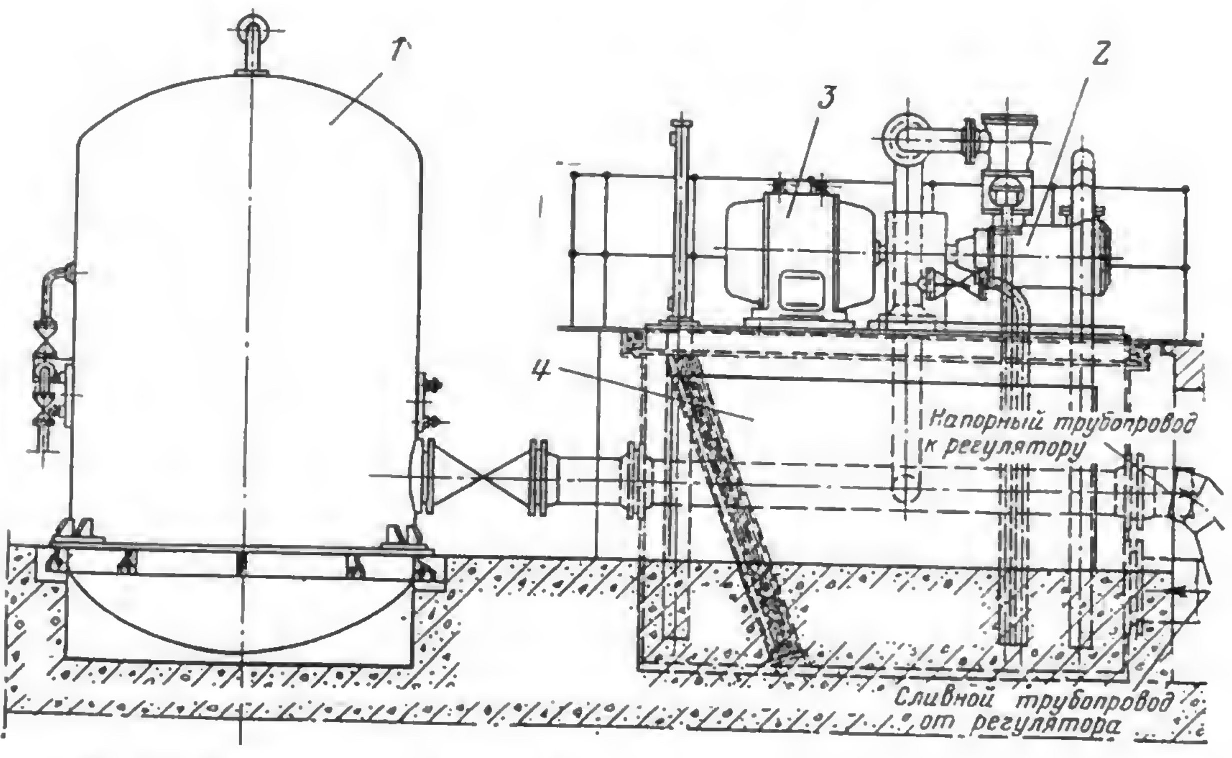


Рис. 4-11. Маслонапорная установка.

Напорный котел заполнен в определенном соотношении воздухом и маслом под давлением, благодаря чему он и является аккумулятором энергии. При расходе масла из котла в процессе работы агрегата уровень его в котле понижается, однако наличие сжатого воздуха исключает резкое понижение при этом давления в котле. Отработанное масло из системы регулирования поступает в масляный сливной бак, где оно очищается (фильтруется) и затем снова забирается масляным насосом для компенсации расхода масла из котла.

Количество воздуха в котле и его давление снижаться не должны. Однако вследствие неизбежных протечек воздуха из котла требуется периодическая подкачка его, которая осуществляется специальным компрессором либо от общего ресивера станции.

В прежних компоновках МНУ применялась конструкция совмещенного типа, когда масловоздушный котел и насосы с арматурой располагались сверху масляного бака. Управление насосами производилось посредством перепускных клапанов.

В современной конструкции нормализованной серии МНУ предусмотрены раздельная установка масловоздушного котла (аккумулятора) и сливного масляного бака с насосами. Для крупных МНУ применяются аккумуляторы давления двухкотельного исполнения. Управление работой насосов в этих МНУ производится автоматически с помощью специальных датчиков давления.

Основным критерием для характеристики МНУ является объем ее масловоздушного котла V. Разработанная заводами нормализованная серия МНУ имеет 13 типоразмеров с объемами котлов от 0,6 до 30 $м^3$. Выбор типоразмера МНУ нормализованной серии производится из расчета, чтобы объем масловоздушного напорного котла равнялся сумме отдельных объемов, требуемых для работы сервомоторов, обслуживаемых МНУ. Эти объемы при расчетах принимаются равными для сервомоторов:

направляющих аппаратов радиально-осевых и поворотнолопастных турбин — $18V_{н.а}$;

рабочих колес поворотнолопастных турбин — $3V_{р.к}$;

холостых выпусков — $10V_{х.в}$;

затворов турбин — $3V_{з.т}$,

где V — рабочий объем цилиндра одного соответствующего сервомотора, $м^3$.

Давление масла в системах регулирования отечественных гидротурбин принимается в настоящее время 25 и 40 *кгс/см²*.

Схема действия маслонапорной установки осуществляется в следующем порядке. В процессе работы системы регулирования гидроагрегата или системы управления затвором из аккумулятора МНУ расходуется масло под давлением, вследствие чего происходит увеличение воздушного пространства в котле и расширение воздуха. Расход масла на потребителей и наличие постоянных протечек масла и потерь воздуха в системе создают непрерывный процесс уменьшения потенциальной энергии аккумулятора.

Задачей МНУ является систематическое восстановление и поддержание запаса энергии в аккумуляторе путем периодической подачи в него рабочей жидкости насосами и воздуха из воздушной магистрали высокого давления. Нормальный запас энергии в аккумуляторе устанавливается начальными параметрами давления масла и объема воздуха. За начальный параметр давления принимается номинальная величина давления $p=25$ или 40 *кгс/см²*. Начальный объем воздуха $V_в$ обычно находится в пределах 60—70% от объема котла.

В связи с неизбежными потерями масла и воздуха в гидравлической и воздушной системах допускаются некоторые отклонения в давлении и объеме воздуха от номинальных величин, которые не должны нару-

шать нормальную работу МНУ. Отклонения давления от номинального допускаются в пределах 6—8%, а колебания количества воздуха не должны превышать 2% от начального.

Таким образом, расчетная работоспособность аккумулятора контролируется двумя параметрами — номинальным давлением и нормальным уровнем масла, и, следовательно, основными процессами для восстановления аккумулирующей способности МНУ является автоматическое пополнение котла маслом и воздухом.

Управление работой масляных насосов МНУ может осуществляться в двух режимах: прерывистой работы насосов и непрерывной.

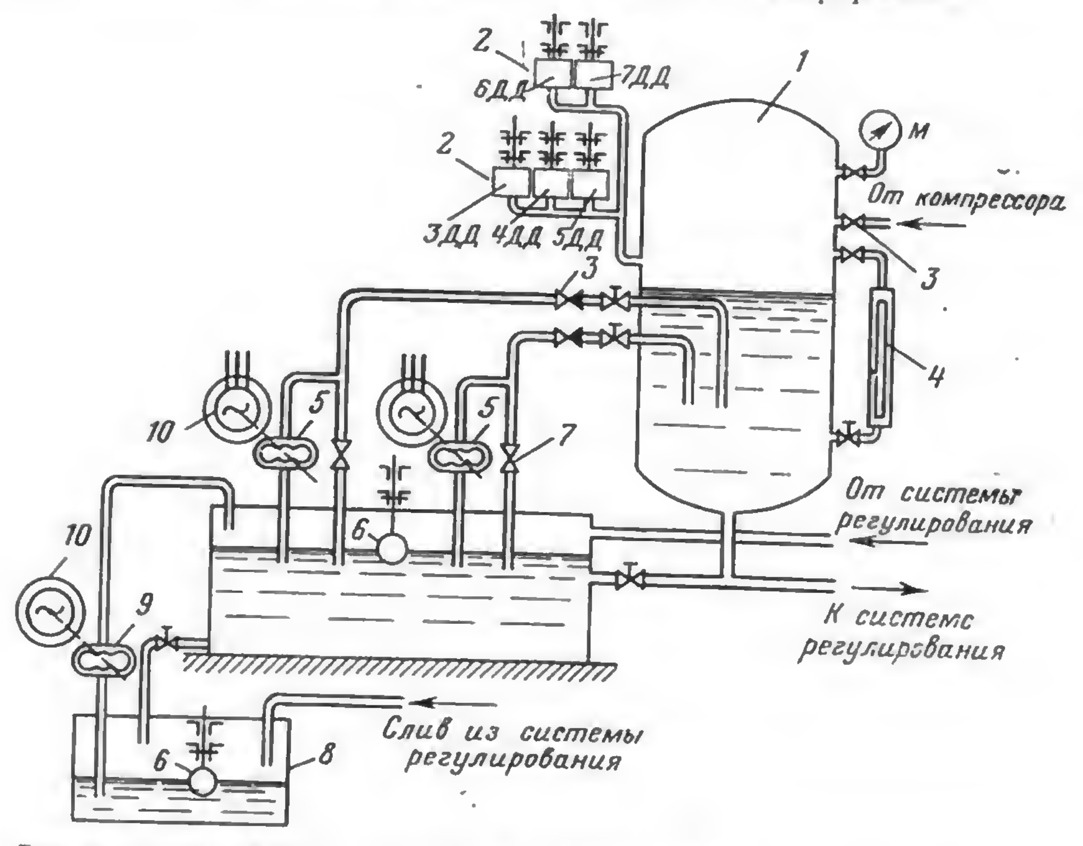


Рис. 4-12. Схема МНУ с прерывистым режимом работы.

1 — масляный бак; 2 — датчики давления; 3 — обратные клапаны; 4 — масломерное стекло; 5 — масляные насосы; 6 — датчики уровня; 7 — предохранительный клапан; 8 — лекажный бак; 9 — лекажный насос; 10 — электродвигатели.

В прерывистом режиме насос включается в работу при понижении давления в котле до некоторой заданной величины и затем выключается по достижении номинального давления. Включение и выключение насоса производятся с помощью датчиков давления. В непрерывном режиме насос, непрерывно вращаясь, подает масло в котел при снижении номинального давления и после достижения в котле нормального давления переключается перепускным клапаном на холостой ход и начинает перекачивать масло обратно в сливной бак. Подача воздуха в котел в зависимости от степени автоматизации и мощности оборудования станции может быть неавтоматизированной или автоматизированной.

Автоматизация управления МНУ, обеспечивающая ее надежную и бесперебойную работу, сводится к поддержанию в необходимых пределах давления и уровня масла в котле, а также к подаче предупредительных сигналов о ненормальных режимах работы МНУ.

На рис. 4-12 изображена схема МНУ с прерывистым режимом работы. Установка снабжена двумя масляными насосами, один из которых нормально является рабочим, а другой — резервным. Управление двигателями насосов осуществляется с помощью датчиков давления 3ДД—7ДД.

В нормальном режиме рабочий насос включается при срабатывании датчика 3ДД, установка которого соответствует нижнему пределу номинального давления в котле $p_{мин}$. Отключение насоса происходит при увеличении давления в котле до максимального предела номинального давления $p_{макс}$, когда срабатывает датчик давления 5ДД. Уставки в датчиках 3ДД и 5ДД выбираются так, чтобы перепад давления в котле не превышал допускаемого, а включение рабочего насоса происходило не чаще чем через 10—15 *мин*.

Резервный насос включается в работу при неисправности рабочего насоса или при очень интенсивном регулировании турбины датчиком давления 4ДД, уставка которого выбирается на 1—2 *кгс/см*² ниже уставки датчика 3ДД. Выключение резервного насоса производится датчиком 5ДД.

Для снижения чрезмерного давления в системе МНУ предусматриваются предохранительные клапаны, обеспечивающие сброс излишков масла в сливной бак. Кроме того, на котле МНУ устанавливаются датчик давления, подающий предупредительный сигнал при снижении давления ниже нормального допустимого, и датчик давления 7ДД, срабатывающий при снижении давления до аварийного уровня, при котором необходимо останавливать гидроагрегат.

4-9. АВТОМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ ГИДРОАГРЕГАТАМИ

Современные системы автоматического управления гидроагрегатами основаны на следующих принципах:

выполнение каждой последующей операции в цикле автоматического пуска или остановки гидроагрегата может производиться только после осуществления предыдущей операции;

соблюдение очередности выполнения операций, связанных с последовательным перемещением нескольких механизмов с гидравлическими приводами, следует обеспечивать с помощью гидравлических блокировок;

обмотки электрических реле и соленоидных приводов, участвующих в процессе автоматического управления гидроагрегатом, должны находиться под напряжением только во время выполнения ими своих функций;

цепи управления электродвигателями вспомогательных механизмов или общестанционных механизмов должны подключаться к источнику питания самого электродвигателя;

в цикл автоматического пуска или остановки гидроагрегата не должны включаться операции по управлению механизмами и аппаратами, предназначенными для ремонтных целей, испытаний и сборки технологических схем.

Системой автоматики гидроагрегата должно обеспечиваться выполнение следующих операций по управлению его работой:

1) автоматическое приведение в рабочее состояние турбины, генератора и вспомогательных устройств, а также непрерывное поддержание их в состоянии готовности к пуску;

2) дистанционный пуск агрегата, в процессе которого его механизмы после получения импульса приходят в действие в необходимой последовательности: открывается направляющий аппарат, агрегат разворачивается, синхронизируется и включается в сеть;

3) нормальная работа гидроагрегата в заданных режимах путем автоматического регулирования скорости вращения при изменениях нагрузки;

4) нормальная автоматическая остановка гидроагрегата, в процессе которой после получения командного импульса происходят разгрузка

и отключение генератора от сети, закрытие направляющего аппарата турбины, торможение агрегата от заданной скорости вращения до полной остановки. После остановки агрегата все механизмы его автоматически приходят в состояние готовности к последующему пуску;

5) подача предупредительного сигнала в случаях ненормальной работы турбины, генератора, вспомогательных устройств или их отдельных механизмов, не требующих немедленной остановки агрегата;

6) аварийная автоматическая остановка агрегата воздействием на пуско-останавливающее устройство регулятора аварийным золотником, подающим масло под давлением из маслонапорной установки непосредственно в сервомоторы направляющего аппарата при срабатывании реле оборотов, или быстродействующими щитами, расположенными на водозаборе, или затворами перед турбиной;

7) автоматическая работа маслонапорной установки, включающая пополнение маслом котла МНУ основным масляным насосом; включение резервного масляного насоса при падении давления в котле МНУ ниже определенной величины; подкачку воздуха в котел МНУ при повышении уровня масла в котле выше нормального;

8) включение насоса при повышении уровня масла в баке лекажного агрегата;

9) включение насоса или эжектора при повышении уровня воды на крышке турбины;

10) включение резервного трубопровода водяной смазки направляющего подшипника турбины;

11) управление клапаном впуска воздуха под рабочее колесо турбины;

12) перевод агрегата из режима генератора в режим синхронного компенсатора, в процессе которого после получения командного импульса закрывается направляющий аппарат;

13) перевод агрегата из режима синхронного компенсатора в режим генератора путем открытия направляющего аппарата воздействием на механизм ограничения открытия.

Для обеспечения автоматической работы гидроагрегата в конструкции его предусматриваются различные элементы и аппаратура автоматики: контактные устройства, реле, соленоиды, клапаны, поплавки и т. п.

К широко применяемым в автоматике электрическим контактным устройствам относятся:

конечные выключатели — контакты переключающиеся в конечных положениях какого-либо механизма;

путевые выключатели — контакты, переключающиеся в промежуточных положениях механизмов;

командоаппараты (контакторы) — устройства, в которых имеется целый ряд контактов, путевых и конечных, переключающихся в необходимой последовательности в зависимости от положения контролируемого механизма.

Для осуществления воздействий в зависимости от изменения какой-либо контролируемой величины применяются различные реле, которые при изменении этой величины подают соответствующий импульс (переключают контакты, перемещают золотник и т. п.). Значение контролируемой величины, при которой срабатывает реле, называется уставкой. Основными реле, применяемыми в схемах автоматики гидроагрегатов, являются следующие:

электромагнитные реле, употребляемые в схемах как промежуточный элемент, когда при появлении тока в одной цепи нужно в ряде других цепей разомкнуть или замкнуть контакты. Реле этого типа имеют катушку электромагнита, через которую проходит контролируемый ток. Когда сила тока становится больше определенной величины (уставки), элек-

тромагнит срабатывает и притягивает свой якорь, замыкая или размыкая этим ряд контактов;

реле времени — срабатывает, переключая контакты через заданный промежуток времени, после того как на реле подан электрический импульс;

температурное реле — срабатывает, когда измеряемая им температура достигнет определенной величины;

струйное реле — срабатывает при определенной скорости течения жидкости в трубе;

реле уровня — срабатывает при определенных значениях контролируемого уровня жидкости;

реле давления — срабатывает при заданных значениях измеряемого давления;

реле оборотов (центробежное) — срабатывает при заданных значениях контролируемой скорости вращения.

К аппаратуре автоматики относятся золотники дистанционного управления, применяемые для управления различными мелкими сервомоторами. Для перемещения более крупных золотников применяются электромагниты с защелкой, в которых якорь магнита после перемещения останавливается в крайнем положении и обесточивается.

Для закрытия трубопроводов, подающих воду, воздух или масло, применяются клапаны дистанционного управления — соленоидные или с гидроприводом. В соленоидных клапанах перемещение запирающего органа происходит в результате действия электромагнита с защелкой, расположенного непосредственно на клапане. В клапанах с гидроприводом запирающий орган перемещается под давлением с помощью масла; управление подачей этого масла осуществляется золотником с электрическим или механическим приводом.

Схема и последовательность операций управления гидроагрегатом при пусках, нормальной и аварийной остановках и в процессе его работы зависят от конструкции турбины, генератора и регулятора, а также от принятых схем регулирования и автоматики.

В условиях работы мощных энергосистем часто оказывается необходимым использовать генератор в качестве синхронного компенсатора. Для этого генератор включается в сеть и вращается в холостую в режиме двигателя. Пуск гидроагрегата для работы в режиме синхронного компенсатора производится, как и при нормальном пуске в генераторном режиме, но после включения его в сеть направляющий аппарат закрывается. При этом когда уровень нижнего бьефа находится ниже отметки лопастей рабочего колеса, то после закрытия направляющего аппарата вода уходит от рабочего колеса и оно продолжает вращаться в воздухе. Если уровень нижнего бьефа выше отметки лопастей рабочего колеса, то после закрытия направляющего аппарата оно вращается в воде, тормозится об нее лопастями и генератор, работая как электродвигатель, потребляет много энергии. В этих случаях в камеру рабочего колеса подают сжатый воздух, который понижает уровень воды в отсасывающей трубе так, чтобы рабочее колесо не касалось воды. Перевод агрегата в компенсаторный режим и отжатие воды в отсасывающей трубе осуществляются автоматически.

ГЛАВА ПЯТАЯ

КОНСТРУКЦИИ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

5-1. ПАРАМЕТРЫ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

Гидрогенератор является синхронной машиной трехфазного переменного тока и предназначен для преобразования механической энергии соединенной с ним турбины в электрическую энергию. Он может также

работать в качестве синхронного компенсатора, вращаясь вхолостую в режиме двигателя и потребляя энергию от сети.

По расположению вала гидрогенераторы подразделяются на вертикальные и горизонтальные. Горизонтальные генераторы применяются в компоновке с горизонтальными ковшовыми гидротурбинами, с достаточно крупными гидротурбинами со спиральной камерой на гидроаккумулирующих гидроэлектростанциях и в капсульных гидроагрегатах с поворотнолопастными турбинами. На современных гидроэлектростанциях средней и большой мощности применяются, как правило, вертикальные генераторы, так как при этом упрощается конструкция, повышается надежность и улучшаются условия эксплуатации гидроагрегата, а также уменьшаются размеры машинного здания.

Гидрогенератор является составной частью единого энергетического агрегата гидроэлектростанции, в котором узлы и детали генераторов и турбин компоновочно, конструктивно и технологически взаимно связаны. Так, в некоторых крупных гидроагрегатах генератор не имеет собственного вала и его ротор закрепляется на валу турбины. В ряде конструкций агрегатов подпятник генератора опирается на крышку турбины. Маслоприемник рабочего колеса поворотнолопастных турбин устанавливается на верхней части генератора, а сервомотор рабочего колеса этих турбин иногда размещается во втулке ротора генератора.

Основными параметрами гидрогенератора являются его мощность, номинальное напряжение, коэффициент мощности, скорость вращения, частота тока, коэффициент полезного действия и маховой момент. Мощность и скорость вращения генератора должны соответствовать мощности и скорости вращения турбины, а масса его ротора должна иметь такой маховой момент, чтобы в случаях колебаний нагрузки изменение скорости вращения удерживалось в допустимых пределах при заданном времени закрытия направляющего аппарата турбины.

Активная (действительная) мощность генератора равна (*квт*):

$$P=\eta_г N_т,$$

где $N_т$ — мощность турбины, *квт*;

$\eta_г$ — к. п. д. генератора.

Величина полной (кажущейся) мощности S генератора выражается в киловольт-амперах и равна:

$$S=\frac{P}{\cos\varphi},$$

где $\cos\varphi$ — коэффициент мощности.

Мощность генератора определяет номинальную мощность гидроагрегата, которая равна наибольшей активной мощности генератора, развиваемой им при расчетном значении $\cos\varphi$.

Обычно генераторы рассчитываются и выполняются с номинальным коэффициентом мощности $\cos\varphi=0{,}85$, однако допускается изготовление генераторов с другими коэффициентами мощности. Величина его в этом случае определяется условиями работы генератора в энергосистеме.

Для генераторов мощностью до 20 тыс. *квт* применяется напряжение 6,3 *кв*, мощностью 20—40 тыс. *квт* — 10,5 *кв*, а при большей мощности — 13,8 и 15,75 *кв*.

Скорость вращения генератора связана с частотой тока соотношением

$$n=\frac{60f}{p},\ об/мин,$$

где f — частота тока, *гц*;

p — число пар полюсов генератора.

При стандартной частоте переменного тока в СССР, равной 50 периодов в секунду, синхронная скорость вращения генератора будет зависеть только от числа пар полюсов и составит:

$$n = \frac{3\,000}{p}, \text{ об/мин.}$$

Скорости вращения гидрогенераторов обычно находятся в пределах от 50 до 750 *об/мин.*

Коэффициент полезного действия генератора определяется электрическими и механическими потерями, которые слагаются из электрических потерь в статоре и роторе генератора; механических потерь в подшипниках и подпятнике; вентиляционных потерь; потерь на возбуждение генератора.

Величина к. п. д. современных мощных гидрогенераторов находится в пределах 96,0—97,8%, а у сверхмощных генераторов достигает 98,4%.

Современное энергоснабжение обеспечивается рядом электростанций, работающих параллельно в единую сеть энергосистемы. При этом гидроэлектростанции работают обычно в пиковой части графика нагрузки и поддерживают частоту в сети. Следовательно, в случаях внезапных изменений нагрузки у потребителей, коротких замыканий в сети и других переходных процессов энергосистемы гидроагрегат должен возможно дольше работать устойчиво, выдавая в сеть нужную мощность. Это условие нормальной работы гидроагрегатов может обеспечиваться только при наличии достаточных маховых масс у ротора гидроагрегата, величина которых определяется как требованиями устойчивой параллельной работы гидроэлектростанции в энергосистеме, так и соответствующим быстродействием системы автоматического регулирования гидроагрегатов.

Маховая масса ротора гидроагрегата характеризуется величиной его махового момента GD^2, где G — вес ротора агрегата, а D^2 — диаметр инерции массы ротора относительно оси вращения. При этом величина махового момента определяется в основном только маховым моментом ротора генератора, так как маховой момент рабочего колеса турбины не превышает 5—6% от махового момента генератора.

Требования системы автоматического регулирования к маховым массам ротора гидроагрегата обусловливаются тем, что при изменениях нагрузки и скорости вращения регулятор должен действовать тем быстрее, чем больше ускорение ротора агрегата. Однако при чрезмерно быстром закрытии направляющего аппарата турбины в случаях сброса нагрузки в напорном трубопроводе, спиральной камере и отсасывающей трубе может возникнуть гидравлический удар. Поэтому при регулировании агрегата величина времени закрытия или открытия направляющего аппарата не должна быть более допустимой по условиям возникновения гидравлического удара. Это требование обеспечивается соответствующей массой ротора агрегата, маховой момент которой для случая сброса нагрузки приближенно может быть равен:

$$GD^2 = \frac{182 N T_з f}{n^2 \beta}, \; тс \cdot м^2, \qquad (5\text{-}1)$$

где N — номинальная мощность агрегата, *квт;*

n — номинальная скорость вращения, *об/мин;*

$T_з$ — допустимое время закрытия направляющего аппарата, составляющее для крупных гидроагрегатов 5—8 *сек;*

f — коэффициент, учитывающий влияние изменения напора при гидравлическом ударе, равный обычно 1,0—1,4;

β — допустимое повышение скорости вращения при сбросе нагрузки, равное 0,2—0,5.

Таким образом, маховой момент ротора агрегата, обеспечивающий достаточную устойчивость параллельной работы агрегата в энергосистеме и нормальные условия регулирования, должен быть не менее определенного по формуле (5-1).

Маховой момент натурного генератора зависит в основном от габаритов ротора генератора и приближенно равен:

$$GD^2 = 3\,(D_i^4 - D_{i0}^4)\,l_t,\ mc \cdot м^2, \qquad (5\text{-}2)$$

где D_i — диаметр расточки статора, *м;*

D_{i0} — внутренний диаметр обода ротора, *м;*

l_t — высота обода ротора, *м.*

Внутренний диаметр обода ротора можно принять:

$$D_{i0} = D_i - 2\,(h_п + h_о),$$

где $h_о$ — ширина обода, *м;*

$h_п$ — толщина полюса, *м.*

Из формулы (5-2) видно, что для увеличения махового момента ротора генератора необходимо прежде всего увеличивать наружный диаметр ротора, но такая возможность ограничивается условиями прочности обода ротора. Допускается, чтобы при полной угонной скорости вращения агрегата напряжения в ободе ротора не превосходили предела текучести металла, а деформация обода — предельных размеров воздушного зазора между ротором и статором.

Ориентировочно диаметр расточки статора D_i и высота обода l_t могут быть приняты равными:

$$D_i = \frac{13{,}9\sqrt[4]{S}}{\sqrt[3]{n}},\ м;$$

$$l_t = \frac{160S}{D_i^2\,n},\ м,$$

где S — полная мощность генератора, *ква.*

Одним из основных параметров, определяющих устойчивость параллельной работы гидроагрегата в энергосистеме, является инерционная постоянная τ — время, необходимое для приведения ротора гидрогенератора из состояния покоя во вращение с номинальной скоростью вращения, если от сети генератор получает номинальную мощность S *(ква).*

Величина инерционной постоянной зависит от мощности, скорости вращения и махового момента и может быть определена по формуле

$$\tau = \frac{2{,}74 \cdot 10^{-3} n^2 GD^2}{S},\ сек. \qquad (5\text{-}3)$$

По опытным данным τ мощных гидрогенераторов составляет: при скорости вращения до 100 *об/мин* — не более 7,5 *сек,* свыше 125 *об/мин* — до 6,5 *сек* и для сверхмощных гидрогенераторов — до 9—10 *сек.* Необоснованное завышение τ ведет к излишнему увеличению веса ротора генератора.

5-2. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

Вертикальные гидрогенераторы выполняются двух основных типов — подвесного и зонтичного, различающихся между собой расположением подпятника относительно ротора. В генераторах подвесного типа подпятник расположен над ротором на верхней крестовине, а в генераторах зонтичного типа подпятник устанавливается ниже ротора на нижней крестовине или на крышке турбины.

На рис. 5-1,*а* приведена компоновочная схема подвесного генератора с двумя направляющими подшипниками, расположенными на нижней и верхней крестовинах, обычно применявшаяся ранее во всех генерато-

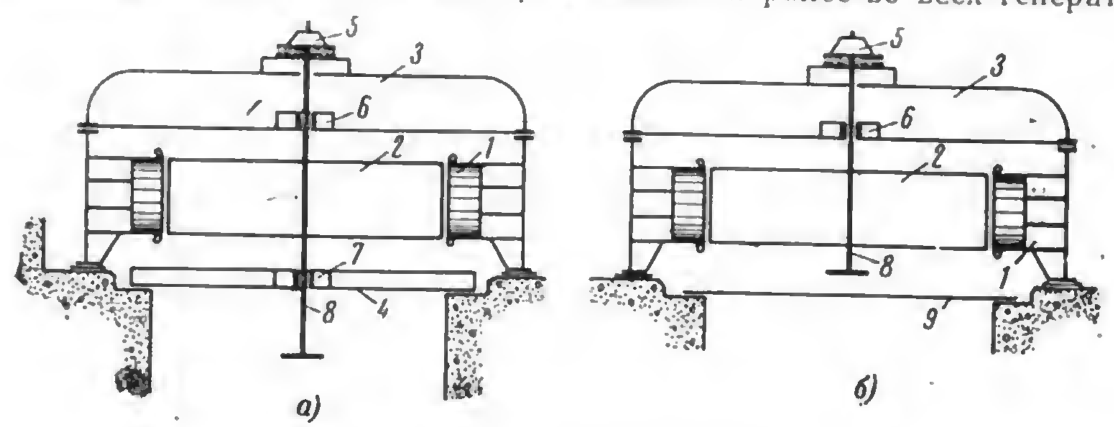


Рис. 5-1. Схемы подвесных генераторов.

а — генератор с двумя подшипниками; *б* — генератор с одним подшипником; *1* — статор; *2* — ротор; *3* — верхняя крестовина; *4* — нижняя крестовина; *5* — подпятник; *6* — верхний направляющий подшипник; *7* — нижний направляющий подшипник; *8* — вал генератора; *9* — перекрытие шахты.

рах этого типа. Однако стремление к компактности и упрощению конструкции гидроагрегатов, уменьшению его осевых размеров и веса привело к созданию подвесного генератора с одним верхним подшипником над ротором генератора (рис. 5-1,*б*), нижний же подшипник объединился с подшипником турбины. Такая компоновка крупных подвесных генераторов в настоящее время является преимущественной.

В применяемых ранее компоновочных схемах зонтичных генераторов (рис. 5-2,*а*) подпятник опирался на утяжеленную нижнюю крестовину. При этом верхний направляющий подшипник располагался на верхней крестовине, а нижний устанавливался под подпятником в нижней крестовине. В некоторых конструкциях таких генераторов нижний подшипник совмещался с подпятником. Дальнейшие конструктивные и технологические проработки показали возможность перемещения опоры подпятника с нижней крестовины на крышку турбины непосредственно или через специальную опорную конструкцию с отказом от нижнего направляющего подшипника, функции которого переда-

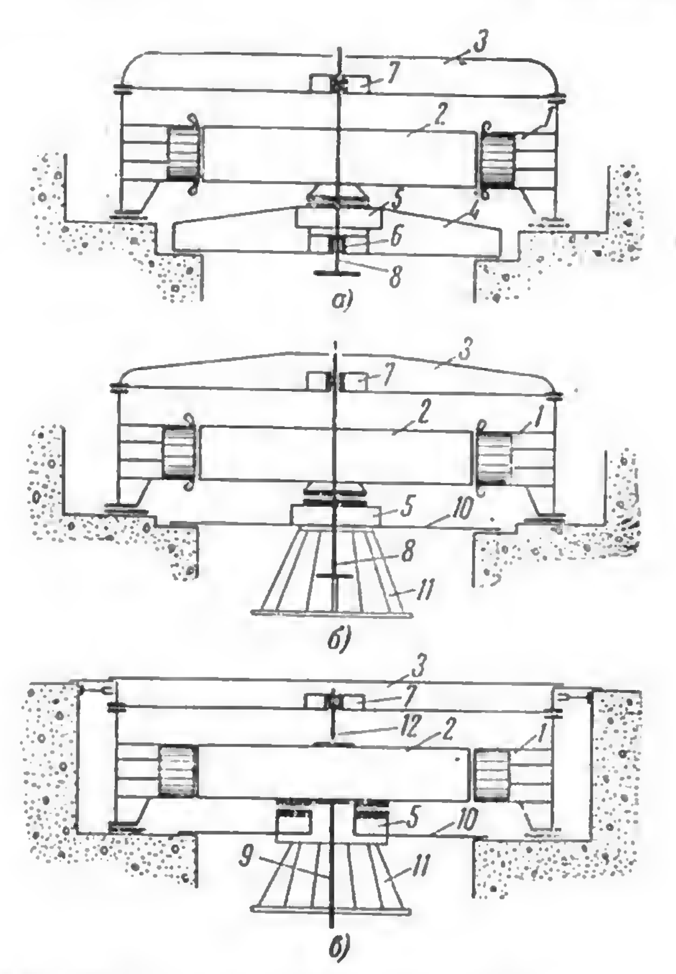


Рис. 5-2. Схемы зонтичных генераторов.

а — генератор с подпятником на нижней крестовине; *б* — генератор с опорой подпятника на крышке турбины; *в* — генератор одновального гидроагрегата; *1* — статор; *2* — ротор; *3* — верхняя крестовина; *4* — нижняя крестовина; *5* — подпятник; *6* — нижний направляющий подшипник; *7* — верхний направляющий подшипник; *8* — вал генератора; *9* — вал агрегата; *10* — перекрытие шахты; *11* — опора подпятника; *12* — надставка вала генератора.

ются турбинному подшипнику. Такая компоновка зонтичного генератора (рис. 5-2,*б*) значительно уменьшила его вес и осевые размеры, утяжелив и усложнив, однако, несколько турбину вследствие необходимости иметь более мощную крышку для восприятия осевого усилия от подпятника. На большинстве современных крупных гидроэлектростанций уже применена эта компоновочная схема зонтичных генераторов.

Еще большее компоновочное объединение генератора и турбины в единый силовой агрегат получается с применением безвального зонтичного генератора (рис. 5-2,*в*). В такой конструкции генератор по существу не имеет вала и ротор генератора крепится непосредственно к валу турбины, который, таким образом, становится валом всего агрегата. Подпятник, как и в предыдущей схеме, опирается на крышку турбины. Агрегат в этом случае имеет два направляющих подшипника: нижний — на валу турбины и верхний — на надставке вала агрегата в верхней крестовине. Генератор конструктивно еще более упрощается, уменьшаются его вес и осевые размеры.

В гидрогенераторостроении в настоящее время применяются оба компоновочных типа генераторов — подвесные и зонтичные.

При выборе типа гидрогенератора необходимо учитывать влияние следующих технико-экономических показателей: высоту агрегата и связанную с ней стоимость машинного здания, вес и стоимость генератора и турбины, к. п. д. генератора, вибрационную устойчивость и жесткость агрегата, надежность работы подпятника. В известном диапазоне мощностей, габаритов и скоростей вращения выбор типа генератора определяется однозначно, но существует довольно широкий диапазон, где могут применяться оба компоновочных типа.

По статистике выполненных генераторов можно установить, что зонтичные генераторы применяются преимущественно при скоростях вращения до 100 *об/мин* и отношениях D_i/l_t не свыше 7. Подвесные же генераторы применяются в основном в зоне отношений D_i/l_t до 7 при скоростях вращения 125 *об/мин* и свыше.

Крупные вертикальные гидрогенераторы состоят обычно из следующих основных конструктивных узлов: статора, ротора с валом, опорных крестовин, подпятника, направляющих подшипников, системы возбуждения, системы охлаждения воздуха, тормозной системы и системы пожаротушения генератора.

В качестве примера современного вертикального гидрогенератора подвесного типа на рис. 5-3 приведена конструкция генератора мощностью 250 тыс. *квт* и скоростью вращения 125 *об/мин*, скомпонованного с радиально-осевой гидротурбиной и установленного на Братской гидроэлектростанции имени 50-летия Великого Октября.

Корпус статора *1* генератора сварной из листовой стали выполнен разъемным из шести сегментов с диаметром внутренней расточки его 11,0 *м*. Установлен статор с помощью фундаментных плит на массивной подгенераторной конструкции. Ротор *2* подвешен с валом *3* на подпятнике *6*, опирающемся на верхнюю крестовину *5*. Направляющий подшипник *7* расположен выше ротора в нижней части верхней крестовины. В верхней части остова ротора размещен ротор вспомогательного генератора *8*, статор которого закреплен снизу верхней крестовины. Под ободом ротора на бетонных опорах располагаются гидравлические домкраты системы торможения *4* гидроагрегата. Верхняя крестовина сварная, лучевой конструкции, выполнена достаточно жесткой по условиям восприятия всего осевого усилия гидроагрегата. Для придания устойчивости верхней крестовине в процессе работы все лапы крестовины распираются специальными домкратами *13* в бетонный массив машинного здания. Сверху подпятника расположены регуляторный генератор *9* и возбудитель *10*.

Вентиляция обмоток генератора производится по замкнутому циклу с охлаждением воздуха воздухоохладителями *11*, размещенными вокруг статора на его корпусе. Для создания замкнутой воздушной камеры генератор отделен от турбины перекрытием *12*. В случае пожара тушение его осуществляется водой через систему труб *14* с отверстиями.

На рис. 5-4 показана конструкция более тихоходного крупного зонтичного генератора с опорой подпятника на крышке турбины мощностью 45,4 тыс. *квт* и скоростью вращения 51,7 *об/мин*, скомпонованного с поворотнолопастной турбиной (Днепродзержинская ГЭС).

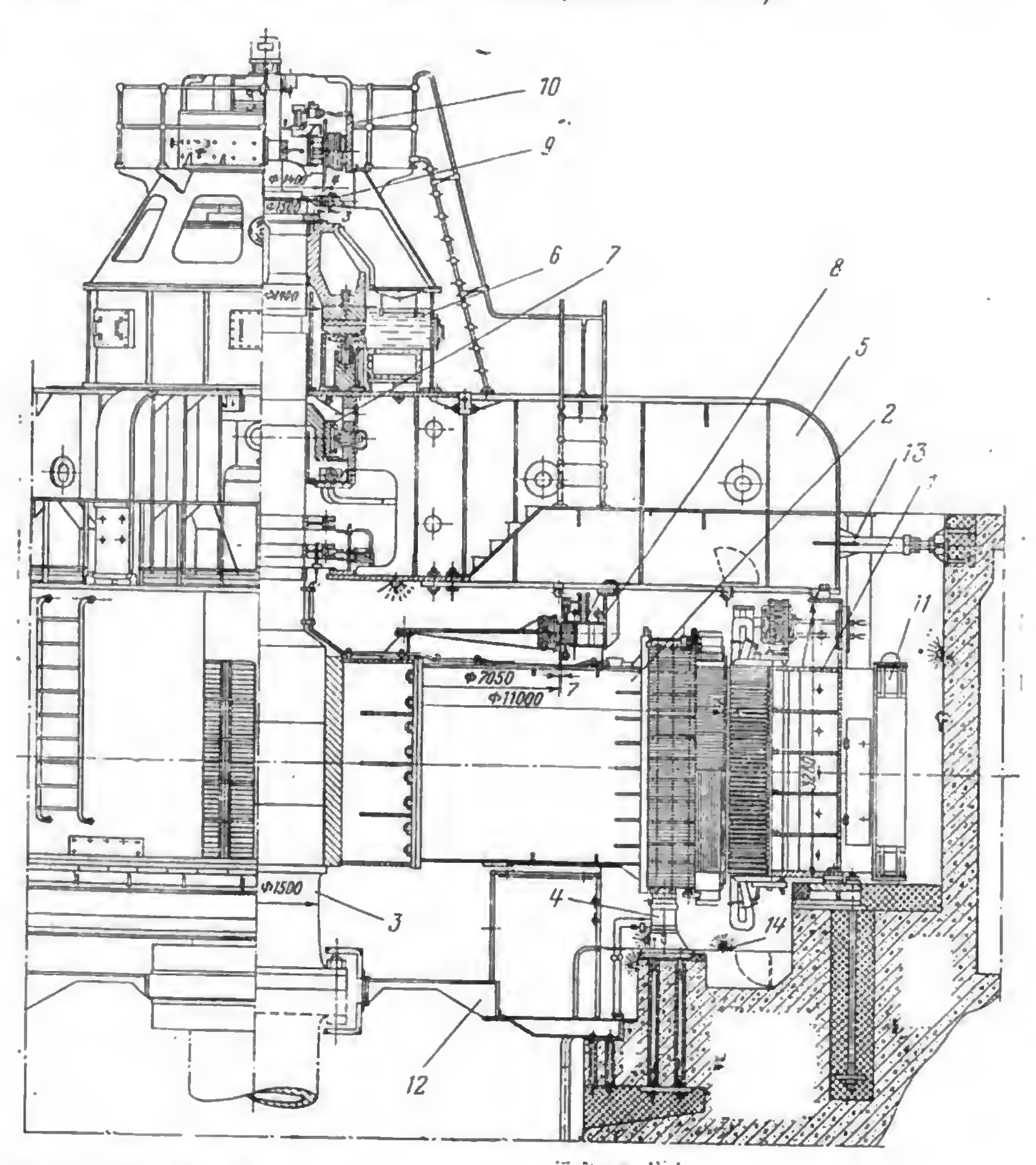


Рис. 5-3. Подвесной генератор.

Статор *1* генератора разъемный из шести сегментов диаметром внутренней расточки 14,5 *м*. Ротор *2* с валом *3* — обычной конструкции, но втулка его является одновременно опорной втулкой подпятника *6*. Все кольцевые детали подпятника изготовляются разъемными для возможности демонтажа их при ремонтах. Возбуждение генератора осуществляется от отдельно установленного мотор-генератора. В связи с тем, что верхняя крестовина *5* не является опорой для подпятника, а нагружена

только направляющим подшипником 7 и маслоприемником турбины 9, она выполнена в виде легкой сварной лучевой конструкции. Взамен нижней крестовины в качестве детали, воспринимающей осевую нагрузку от ротора агрегата, применена специальная опора подпятника 10, расположенная на крышке турбины. Это значительно уменьшило вес генератора и увеличило вибрационную устойчивость агрегата. Тормозная система 4, воздухоохладители 8 генератора и система пожаротушения выполнены так же, как и у подвесного генератора.

Зонтичный генератор самого крупного в мире гидроагрегата Красноярской ГЭС мощностью 500 тыс. *квт* и скоростью вращения 93,8 *об/мин* приведен на рис. 5-5. Общий вес генератора составляет 1 640 *т*, ротора — 900 *т*, а давление на подпятник — 2 500 *тс*. Генератор выполнен с опорой

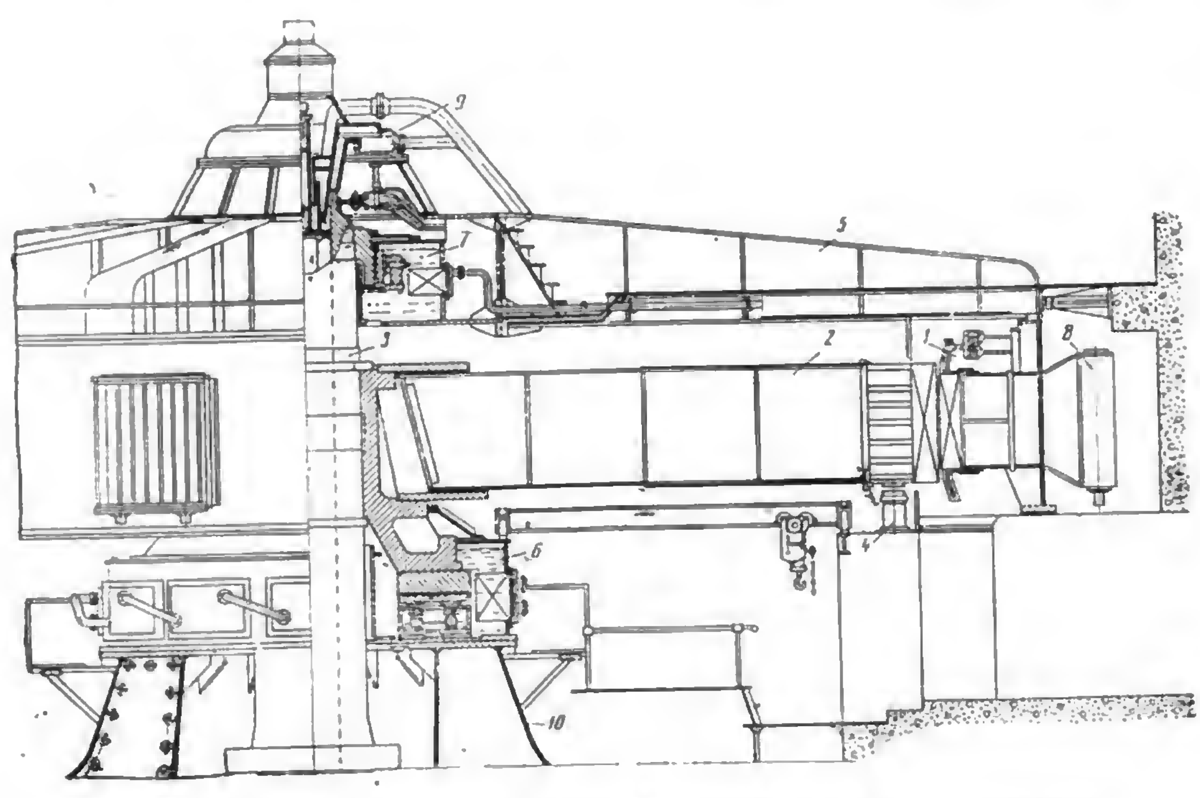


Рис. 5-4. Зонтичный генератор с опорой подпятника на крышке турбины.

на крышке турбины. Собственного вала генератор не имеет, и ротор его крепится непосредственно к валу турбины.

Статор *1* генератора имеет обычную разъемную конструкцию, наружный диаметр его 19,1 *м* и вес 400 *т*. Конструкция ротора *2* отличается тем, что втулка его, являющаяся также втулкой подпятника *7*, закрепляется болтами на верху вала турбины *15*. К верхней части втулки присоединена короткая надставка вала *10*, служащая для фиксирования ротора в верхнем направляющем подшипнике *9*. Верхняя крестовина *3*, являющаяся опорой подшипника, облегченная, лучевого типа, не выступает над полом машинного здания. Возбуждение генератора независимое ионное с вспомогательным генератором *4* и его возбудителем *5*. Сверху генератора находится генератор *6* электропривода регулятора.

Охлаждение обмоток статора водяное, а активной стали статора и обмоток возбуждения — форсированное воздушное с помощью воздухоохладителей *8*. Остальные детали и узлы генератора — тормозные домкраты *11*, система пожаротушения *12*, опора подпятника *14*, перекрытие *13*, распорные домкраты *16* и др. — особых отличий не имеют.

Гидроагрегаты с единым валом начинают получать широкое распространение, и в настоящее время безвальные генераторы выполнены уже для крупных гидроагрегатов ряда других гидроэлектростанций.

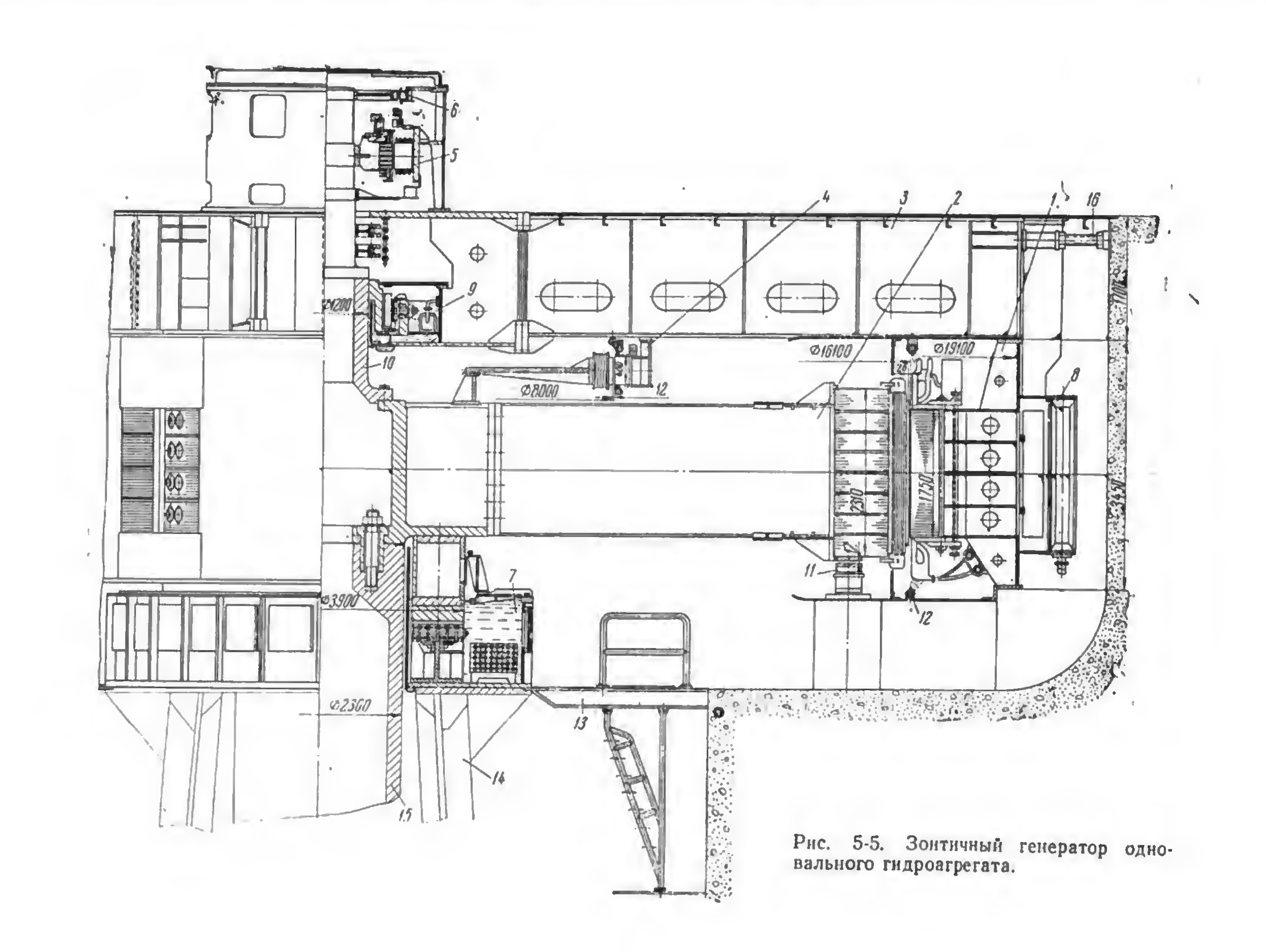


Рис. 5-5. Зонтичный генератор одновального гидроагрегата.

5-3. СТАТОРЫ ГЕНЕРАТОРОВ

Статор представляет собой неподвижную часть генератора и состоит из корпуса и активной стали, в пазах которой уложена обмотка. По условиям железнодорожной транспортировки корпус статора при наружном диаметре более 3,5—4,0 *м* выполняется разъемным из двух, четырех или шести частей. Соединение частей корпуса между собой на месте установки производится шпильками через стыковые плиты или стойки, приваренные в местах разъема.

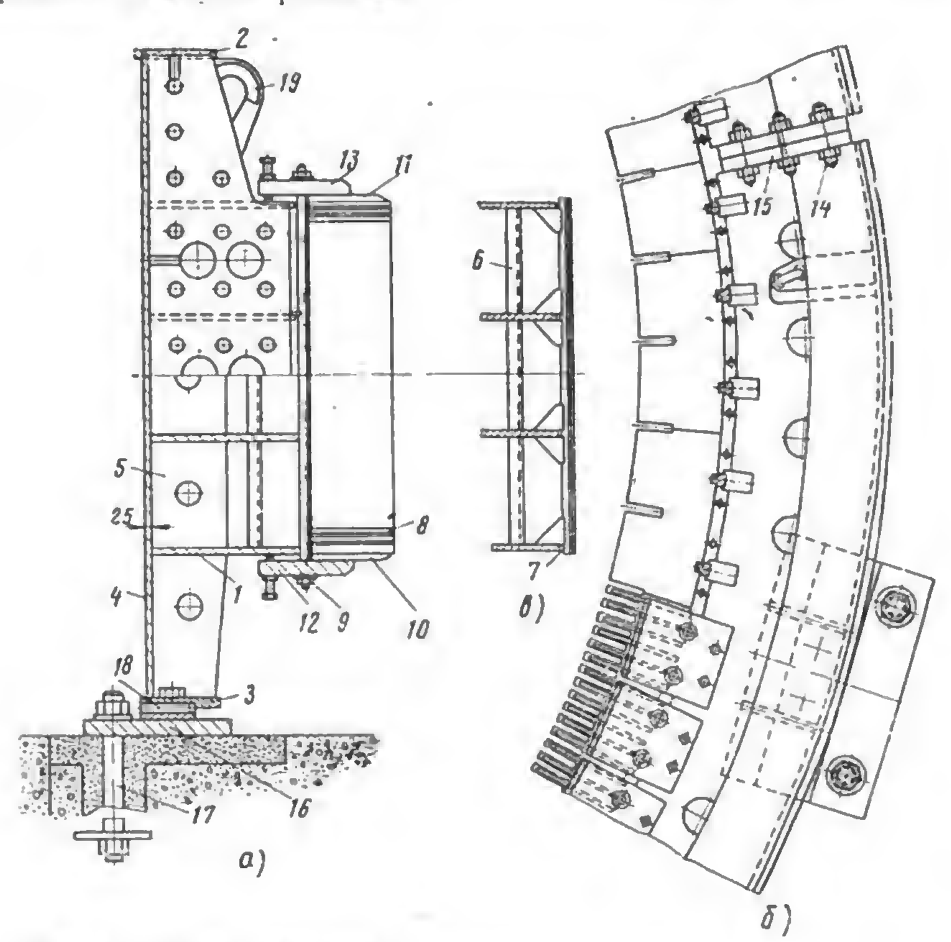


Рис. 5-6. Статор генератора.
а — разрез по статору; *б* — план сегмента статора; *в* — корпус статора.

На рис. 5-6 приведена одна из конструкций статора генератора. Корпус статора изготовлен сварным из листовой углеродистой стали толщиной 25 *мм*. Конструктивно корпус состоит из четырех горизонтальных поясов *1*, служащих для крепления активной стали, верхнего *2* и нижнего *3* опорных фланцев и наружной вертикальной обшивки *4*. Между горизонтальными поясами и фланцами вварены вертикальные радиальные ребра жесткости *5*, а по внутренней стороне — распорные угольники *6*. Нижний фланец служит для установки статора на фундамент, а верхний — для крепления лап верхней крестовины. В обшивке корпуса имеются окна, через которые выходит теплый воздух, нагревающийся от обмотки и активной стали статора. Снаружи обшивки вокруг статора установлены воздухоохладители с воздухосборными камерами.

Сегменты активной стали (сердечника) штампуются из высоколегированной электротехнической стали толщиной 0,5 *мм* с пониженными удельными потерями. При сборке статора сегменты набираются на клиньях *7*, приваренных к горизонтальным поясам корпуса. По высоте активная сталь разделена на пакеты *8*, между которыми дистанционными распорками образуются каналы для прохода охлаждающего воздуха. По окончании сборки сегменты сердечника опрессовываются по всей вы-

соте стяжными шпильками *9* с помощью нижней *10* и верхней *11* гребенок и нажимных планок *12* и *13*. С внутренней стороны собранного сердечника образуются вертикальные радиальные каналы, в которые закладываются обмотки статора.

В рассматриваемой конструкции генератора статор выполнен из шести частей (сегментов), соединение которых между собой произведено шпильками *14* через стыковые плиты *15*. В последних конструкциях статоров соединение сегментов осуществляется чаще всего с помощью накладок, приваренных к горизонтальным полкам. Взаимное положение сегментов статора фиксируется радиальными штифтами, устанавливаемыми в стыках сегментов. На фундамент статор опирается через фундаментные плиты *16*, выверенные парными клиньями и закрепленные фундаментными болтами *17*. Положение корпуса статора относительно фундаментных плит фиксируется радиальными штифтами *18*, допускающими равномерное радиальное перемещение корпуса от температурных расширений. Для захвата сегмента тросом при сборке и перемещении в верхней части каждого из них вварены по две специальные проушины *19*.

5-4. РОТОРЫ ГЕНЕРАТОРОВ

Ротор является наиболее сложным и крупным узлом генератора. Вес его обычно достигает 50% общего веса генератора. В работе генератора ротор выполняет три основные функции, являясь прежде всего индуктором, образующим магнитное поле возбуждения, затем — вентилятором, создающим необходимый напор воздуха для охлаждения генератора, и, наконец, — маховиком, обеспечивающим устойчивость работы генератора. Кроме того, при торможении агрегата ротор используется как тормозной диск.

Состоит ротор из следующих основных деталей: вала, остова, обода, полюсов, вентиляторов и тормозных сегментов. Наружный диаметр ротора крупных генераторов достигает 16 *м* по полюсам и 14 *м* по ободу, а вес в собранном виде — 900 *т*.

Для тихоходных генераторов большой мощности целесообразно увеличивать диаметр ротора до предела, ограничиваемого механической прочностью его при угонной скорости вращения. Увеличением диаметра достигается лучшее охлаждение генератора и снижение веса обода при заданном маховом моменте гидроагрегата.

Валы генераторов, выполняемые обычно с внутренним сквозным сверлением, по конструкции и технологии изготовления аналогичны турбинным валам.

В зависимости от габаритов применяются различные конструктивные виды остовов роторов. При диаметре ротора до 4 *м* остов с ободом представляет единую конструкцию и изготовляется неразъемным в виде цилиндра из набора отдельных дисков, насаживаемых непосредственно на вал. При диаметре ротора до 6—7 *м* могут изготовляться барабанные неразъемные или частично разъемные остовы, а также спицевые остовы с частью снятых спиц. При диаметре ротора свыше 7—8 *м* применяются спицевые разборные остовы.

Дисковые остовы имеют наиболее надежную конструкцию и хорошо воспринимают вращающий момент. Спицевые разъемные остовы конструктивно более сложны, так как вращающий момент воспринимается болтовыми соединениями спиц. Спицевый остов состоит обычно из насаженной на вал втулки и спиц, прикрепленных к втулке болтами через диски или вертикальные плиты. Соединение спиц с втулкой с помощью дисков может производиться только при моментах вращения до 2 000 *тс·м*. Дальнейшее увеличение передаваемого момента в соединении такого типа ограничивается условиями транспортировки дисков и поэтому при моментах более 2 000 *тс·м* спицы присоединяются к втулке

посредством плит. На концах спицы по верхним и нижним полкам связываются между собой легкими балками, фиксирующими правильность положения спиц по торцам.

Размеры обода по диаметру в крупных и средних генераторах не допускают транспортировку его в собранном виде. Поэтому такие ободы выполняются из отдельных штампованных стальных сегментов и собираются на месте установки.

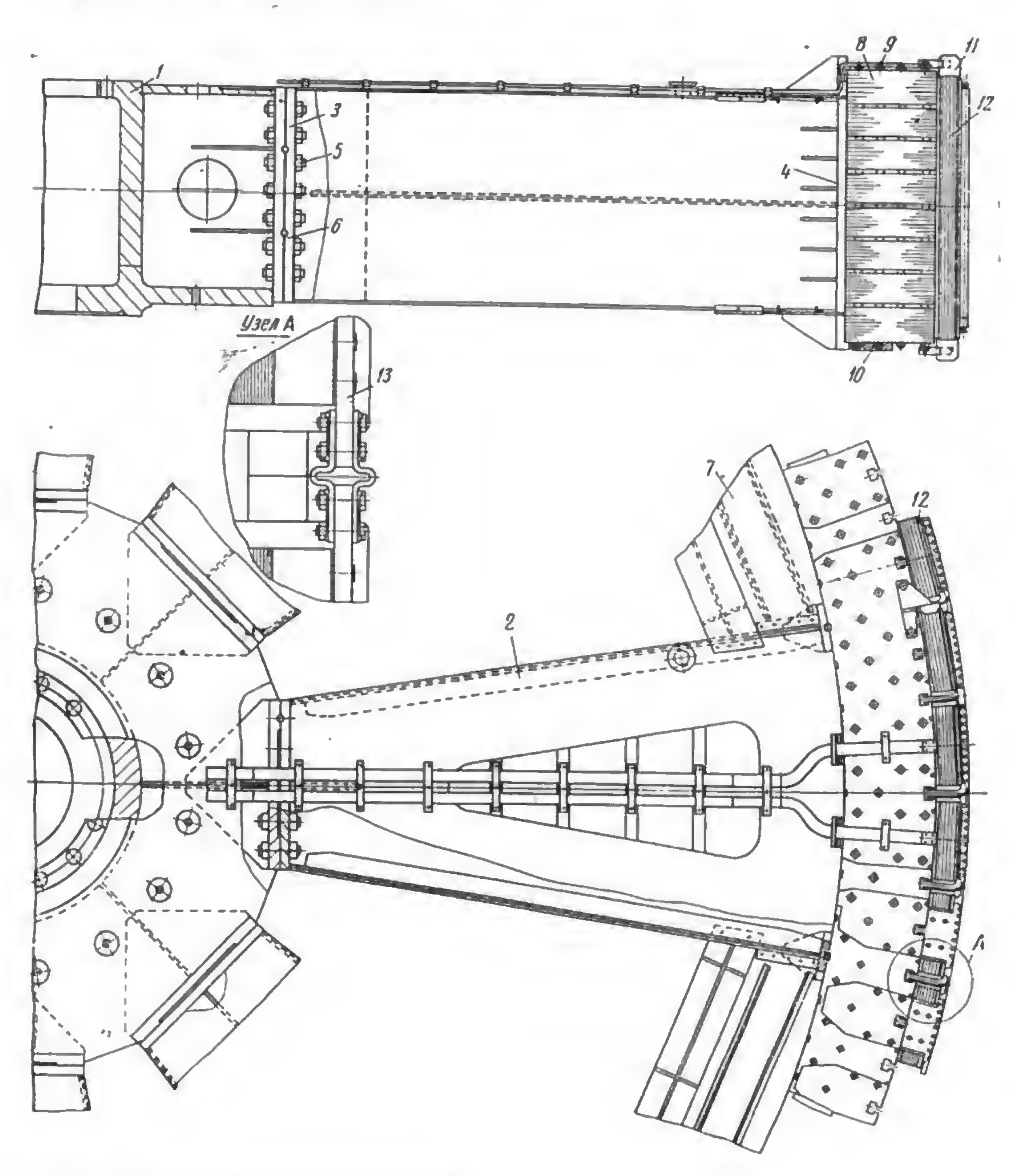


Рис. 5-7. Ротор подвесного генератора.

По высоте обод разделяется на ряд пакетов, набранных из отдельных сегментов и стянутых шпильками. В промежутках между пакетами с помощью распорок устроены каналы, выполняющие роль вентиляционных лопаток, подающих воздух к наиболее нагреваемым активным частям генератора. Собранный обод в подогретом состоянии расклинивается по торцам спиц парными клиньями, обеспечивающими плотную посадку обода на остов. Для предотвращения скольжения обода по осто-

ву при подъеме ротора на тормозах обод сверху запирается шпонками, закладываемыми в пазы наружных торцевых плит спиц. К торцевым частям обода сверху и снизу крепятся вентиляционные лопатки, обеспечивающие циркуляцию охлаждающего воздуха внутри генератора. К нижней плоскости обода крепятся шлифованные тормозные сегменты.

Полюсы генератора состоят из сердечника, обмотки возбуждения и изоляционных прокладок, которые изолируют сердечник от обмотки и витки обмотки друг от друга. Сердечник полюса выполняется из опрессованных и стянутых между собой тонких штампованных листов электротехнической стали. С тыльной стороны сердечники имеют хвостовики таврового сечения, которые входят в соответствующие пазы обода и расклиниваются в них парными клиньями. Обмотки возбуждения представляют собой катушки из голой плоской меди специального профиля, надетые на сердечники.

На рис. 5-7 показана одна из конструкций роторов крупных подвесных генераторов. В этом роторе втулка *1* цилиндрической конструкции выполнена стальной литой. Наружная поверхность втулки имеет обработанные вертикальные плоскости — плиты, служащие для присоединения спиц *2* ротора. В некоторых конструкциях роторов подвесных генераторов втулки выполняются сварно-литыми. В этих случаях к литой центральной части втулки, насаживаемой на вал, привариваются верхний и нижний диски, на периферии которых вварены вертикальные плиты для крепления спиц. Посадка втулки на вал производится в нагретом состоянии. В месте посадки втулки вал имеет утолщение и нижний опорный буртик. Для предотвращения осевого перемещения втулка фиксируется запорным кольцом, а поворот предупреждается осевой шпонкой или натягом, полученным при горячей посадке.

Спицы изготовлены стальными в виде балки двутаврового сечения с приваренными обработанными внутренними *3* и наружными *4* торцевыми плитами. Внутренними плитами спицы соединены с втулкой посредством припасованных болтов *5*. Осевое положение спиц на втулке фиксируется шпонкой *6*, а тангенциальное — штифтами. Сверху и снизу наружная часть спицы закрывается перекрытиями *7*.

Обод ротора *8* состоит из отдельных штампованных сегментов, уложенных в восемь пакетов. Кроме вентиляционных каналов между пакетами, созданных распорками, в стыках сегментов также имеются зазоры для прохода охлаждающего воздуха. По окончании сборки обод опрессовывается и стягивается шпильками *9*. В нижней части обод опирается на выступ торцевой плиты, а сверху он фиксируется шпонками. Закрепление обода на спицах производится парными встречными клиньями, устанавливаемыми с предварительным разогревом обода. При необходимости клиньями может быть исправлена незначительная неконцентричность обода. Тормозные сегменты *10* закрепляются к нижней части обода стяжными шпильками с утопленными гайками. По периферии обода наверху и внизу устанавливаются вентиляционные лопатки *11*.

Полюсы *12*, поступающие на место установки генератора полностью собранными, устанавливаются тавровыми хвостовиками в пазы обода, образованные соответствующими вырезами в сегментах, и закрепляются встречными клиньями. Чтобы катушки обмотки были все время прижаты к башмакам полюса, в обод ротора утоплено большое количество пружин, воздействующих на нижние шайбы катушек и отжимающих их в радиальном направлении. Шины успокоительной обмотки *13*, уложенные в пазах каждого полюса, соединяются между собой в общее кольцо с помощью эластичных пластин, набранных из тонких полос со складкой для компенсации возможных тепловых расширений и механических сдвигов полюсов.

На рис. 5-8 приведена конструкция ротора зонтичного генератора. Вал генератора этого типа отличается от вала подвесного генератора

тем, что верхняя часть его (выше ротора) не нагружена крутящим моментом и является только опорой направляющего подшипника. Вследствие этого вал в верхней части изготовляется меньшего сечения либо удлиняется облегченной надставкой, соединенной с основным валом шпильками. В представленной конструкции в месте соединения вала *1* с втулкой ротора *2* опорный буртик выполнен проточкой вала, а запорное кольцо *3* устанавливается в кольцевую проточку.

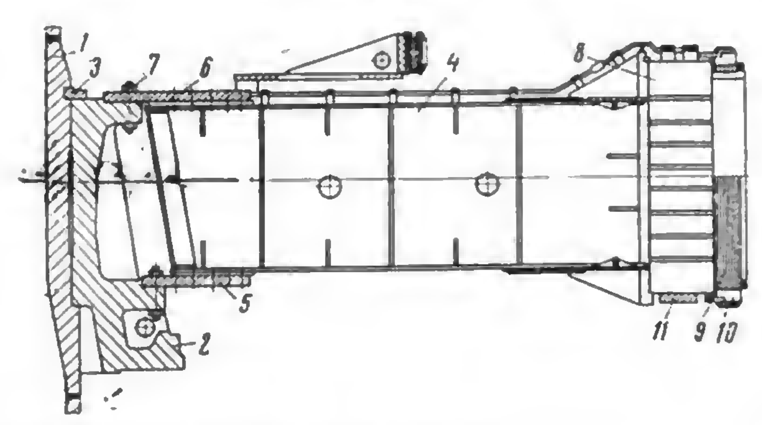


Рис. 5-8. Ротор зонтичного генератора.

Втулка ротора зонтичного генератора является одновременно и опорной втулкой подпятника, что значительно усложняет ее конструкцию и технологию изготовления. Выполнена втулка стальной литой с тремя фланцами, из которых два верхних служат для присоединения остова ротора, а к нижнему прикрепляется снизу вращающийся (зеркальный) диск подпятника. Насадка втулки на вал производится также в горячем состоянии. Фиксация втулки на валу производится так же как и в роторе подвесного генератора. Соединение спиц *4* ротора с втулкой осуществляется нижним *5* и верхним *6* дисками с помощью припасованных шпилек *7*.

Все остальные детали и узлы ротора — обод *8*, полюсы *9*, вентиляционные лопатки *10*, тормозные сегменты *11* и др. — подобны аналогичным деталям ротора подвесного генератора.

5-5. КРЕСТОВИНЫ ГЕНЕРАТОРОВ

Верхние и нижние крестовины вертикальных гидрогенераторов представляют собой опорные конструкции, воспринимающие нагрузку от вращающихся и неподвижных деталей и узлов генератора и турбины и передающие их на фундамент непосредственно или через другие детали. Такими нагрузками являются осевые нагрузки на подпятник от веса ротора агрегата и осевого давления воды, радиальные нагрузки на направляющие подшипники и нагрузки от веса установленных на крестовинах деталей и узлов генератора и турбины (подпятника, подшипников, статоров возбудителя, подвозбудителя, вспомогательного генератора, маслоприемника и др.).

В зависимости от вида основной нагрузки крестовины можно подразделить на направляющие и опорно-направляющие. Конструкция крестовин и их количество определяются компоновочной схемой гидроагрегата.

В гидроагрегатах с генераторами подвесного типа при трехопорной компоновке агрегата генератор имеет два направляющих подшипника. В этих случаях на верхней крестовине расположены подпятник и верхний подшипник, и, следовательно, она является опорно-направляющей. Нижний подшипник устанавливается на нижней крестовине, которая будет только направляющей. В двухопорной компоновке агрегата подвесной генератор имеет одну верхнюю опорно-направляющую крестовину.

Генераторы зонтичного типа при трехопорной компоновке агрегата имеют также два направляющих подшипника. Верхний подшипник уста-

навливается в верхней крестовине, и она является направляющей, а подпятник и нижний подшипник располагаются на нижней опорно-направляющей крестовине. При двухопорной компоновке агрегата зонтичный генератор имеет только верхнюю направляющую крестовину с подшипником, а подпятник опирается на крышку турбины.

Крестовины выполняются достаточно прочными и жесткими для обеспечения спокойной и надежной работы агрегата. В зависимости от габаритов и веса генератора применяются крестовины двух конструктивных типов: мостовые и лучевые. При пролете крестовины до 5—6 *м* и осевой нагрузке до 700—800 *тс* применяют обычно мостовые крестовины, при больших пролетах — лучевые.

Мостовые крестовины — нижние у зонтичных генераторов и верхние у подвесных — изготовляются в виде сварного моста из двутавровых балок, в центральной части которого располагаются подпятник и подшипник. При больших размерах моста поперек основных лап устанавливаются дополнительные лапы.

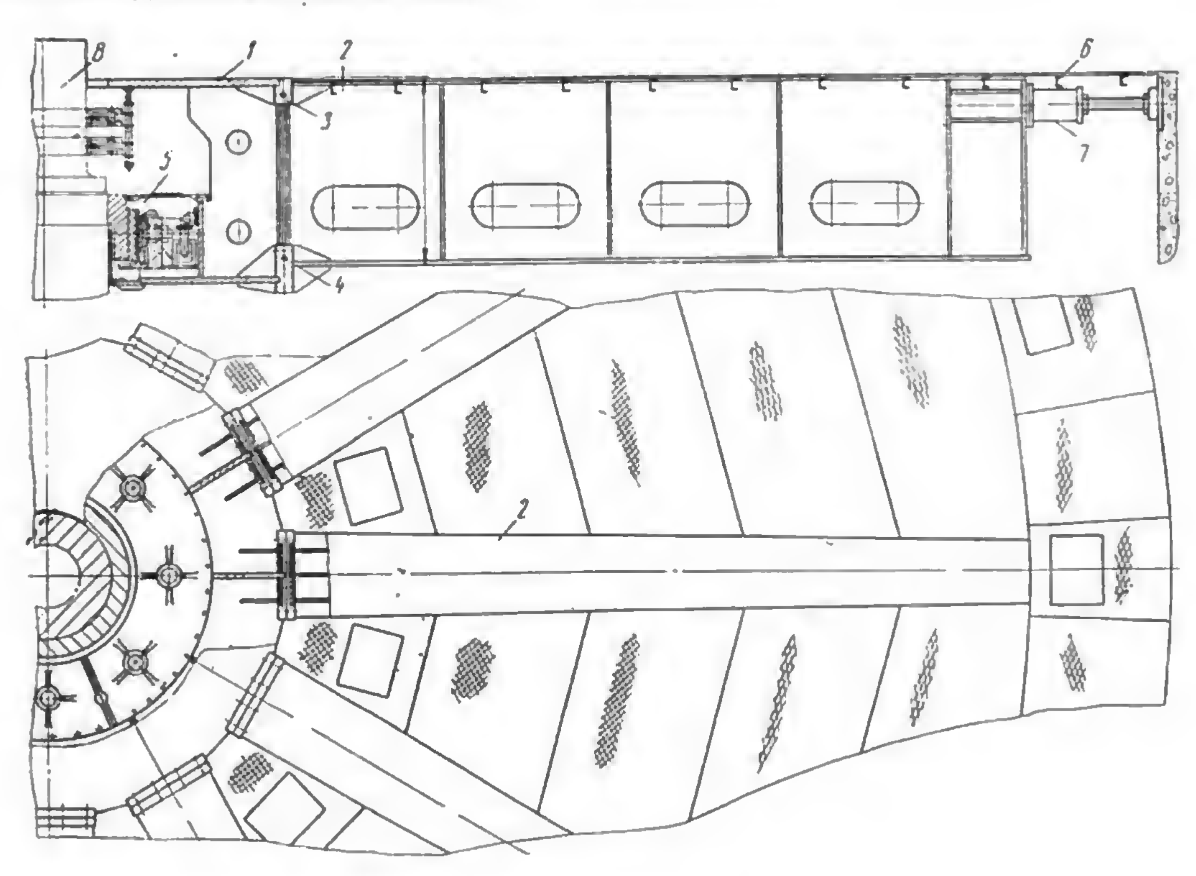


Рис. 5-9. Верхняя крестовина подвесного генератора.

Лучевая крестовина состоит из центральной цилиндрической части — втулки, являющейся опорой подпятника и подшипника, вокруг которой равномерно расположены отъемные радиальные лапы двутаврового сечения.

В связи с тем, что современные крупные гидрогенераторы изготовляются в основном с крестовинами лучевого типа, ниже рассмотрены лучевые конструкции опорно-направляющей крестовины для подвесного генератора и направляющей для зонтичного генератора.

На рис. 5-9 показана верхняя опорно-направляющая крестовина лучевого типа подвесного генератора. Крестовина состоит из сварной центральной втулки *1* и отъемных лап *2* двутаврового сечения. Соединение лап и втулки производится болтами через вертикальные плиты *3*, приваренные к втулке и лапам. В осевом направлении лапы фиксируются штифтами *4*. В центральной втулке расположен верхний направляющий

подшипник *5*. Пространство между лапами и над воздушными камерами закрыто перекрытием *6*. Лапы крестовины опираются на фланец статора и крепятся к нему болтами. Распорные домкраты *7* установлены у каждой лапы. Вал *8* свободно проходит через центральное отверстие втулки. Сверху на втулку опираются подпятник и статоры возбудителя и подвозбудителя.

Верхняя направляющая крестовина лучевого типа зонтичного генератора, приведенная на рис. 5-10, выполнена более простой и легкой. Состоит она также из центральной втулки *1* и присоединенных к ней сварных отъемных лап *2*. Соединение лап со втулкой осуществлено бол-

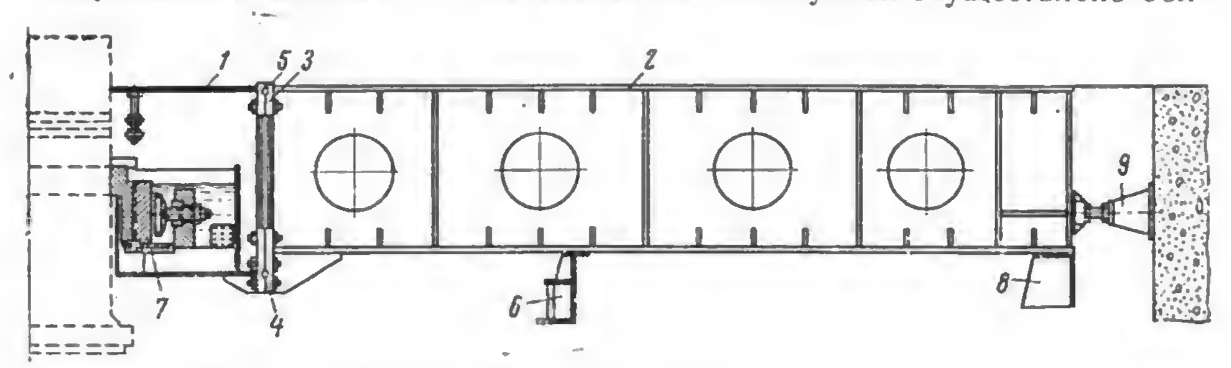


Рис. 5-10. Верхняя крестовина зонтичного генератора.

тами через приваренные верхнюю *3* и нижнюю *4* вертикальные плиты с фиксацией их в осевом направлении горизонтальными штифтами *5*. Снизу к лапам присоединена опора статора вспомогательного генератора *6*. В центральной втулке размещен верхний направляющий подшипник *7*. Опирается крестовина лапами на верхний фланец статора *8*. Распорными домкратами *9* крестовина и верхняя часть статора раскреплены в фундаменте генератора.

5-6. ПОДПЯТНИКИ

Назначение и работа подпятников. Подпятники вертикальных генераторов предназначены для восприятия осевой нагрузки от веса ротора гидроагрегата и осевого давления воды и для передачи этих нагрузок через опорные детали на фундаментные конструкции. Радиальных усилий подпятник не воспринимает. В современных крупных гидроагрегатах осевые нагрузки очень велики и достигают 2 500—3 400 *тс*. В связи с этим подпятник является одним из наиболее ответственных конструктивных узлов генератора.

В гидроагрегатах применяются как подпятники скольжения, так и подпятники качения. Однако подпятники качения не получили распространения. Подпятники же скольжения могут быть выполнены на любые практически необходимые нагрузки, и поэтому во всех современных средних и крупных гидроагрегатах применяются исключительно подпятники скольжения.

Схематично подпятник скольжения представляет собой конструкцию из двух трущихся поверхностей, размещенных в масляной ванне. Нижняя невращающаяся поверхность, являющаяся опорной, установлена на неподвижной части агрегата, а верхняя — вращающаяся — надежно закреплена на его валу.

Для обеспечения наименьшего трения и надлежащей надежности работы подпятника необходимо, чтобы при взаимоперемещении трущихся поверхностей между ними всегда находился слой смазки. При этом получается так называемое жидкостное трение. Толщина слоя смазки должна быть достаточной для того, чтобы предотвратить непосредствен-

ное соприкосновение трущихся поверхностей при всех режимах работы гидроагрегата, включая пуски и остановки.

Длительное и надежное обеспечение жидкостного трения в подпятниках возможно лишь при скоростях взаимного перемещения трущихся поверхностей, превышающих некоторую минимальную скорость, так называемую скорость всплывания подпятника. Работа подпятника в зоне скоростей ниже его скорости всплывания сопровождается быстрым нагревом трущихся поверхностей. Поэтому возникает опасность повреждения трущихся поверхностей при пусках и остановках агрегата, когда скорость его вращения становится ниже нормальной.

Движение смазки между трущимися поверхностями определяется насосным действием поверхностей трения и давлением на подпятник. Непараллельность плоскостей трения и создание в связи с этим возможности непрерывного засасывания масла между трущимися поверхностями осуществляются в дисковых подпятниках радиальными канавками со скосами в трущихся поверхностях, а в сегментных — некоторым смещением опоры сегмента с его оси в направлении вращения. Это смещение называется эксцентриситетом сегмента и принимается обычно в пределах 3—12% от длины сегмента на радиусе опоры.

При работе подпятника выделяется большое количество тепла, которое нагревает подпятник до значительных температур. Обычно в работающих подпятниках температура может достигать 50—65 °С, но не должна превышать 80 °С, так как более высокая температура опасна для подпятника.

Нормальная работа подпятника может быть обеспечена при наличии постоянного масляного слоя достаточной толщины между трущимися поверхностями и постоянного отвода тепла, выделяемого при работе подпятника. Первое условие удовлетворяется правильным конструированием опорных поверхностей подпятника, способствующих засасыванию масла между ними, а также созданию и поддержанию масляного слоя в процессе работы. Второе условие обеспечивается установкой в масляной ванне маслоохладителей, через которые циркулирует холодная вода.

Основным параметром подпятника, определяющим его конструкцию, является удельное давление, равное отношению общей нагрузки на подпятник к площади его трущейся поверхности. Обычно величина удельного давления в подпятниках принимается не более 40 *кгс/см²*. Уменьшение удельного давления, несомненно, повышает надежность работы агрегата, однако вследствие конструктивных и технологических затруднений при изготовлении трущихся поверхностей больших габаритов удельные давления в крупных подпятниках вынужденно повышаются.

Конструктивные типы подпятников. В современных гидроагрегатах применяются в основном два типа подпятников: дисковые — в генераторах малой и средней мощности и сегментные — в генераторах средней и большой мощности.

Дисковый подпятник на жесткой опоре состоит из нижнего опорного диска, залитого баббитом, и втулки, неподвижно закрепленной на валу генератора. Верхняя трущаяся поверхность может быть образована нижней частью втулки подпятника либо выполнена в виде отдельного диска, соединенного с втулкой подпятника. Подпятники такой конструкции применяются при удельных давлениях не более 10—15 *кгс/см²*.

Дисковые подпятники на упругом основании с эластичным нижним опорным диском применяются для подвесных генераторов средней мощности с удельным давлением до 30 *кгс/см²*. Конструктивно такой подпятник состоит из установленной на верхней крестовине масляной ванны, в которой и размещены все детали подпятника. На дне масляной ванны устанавливается большое количество пружин, на которых располагается нижний неподвижный диск, залитый баббитом и имеющий

радиальные смазочные канавки. Для большей упругости диск имеет радиальный разрез. Фиксация диска от поворота относительно основания производится штифтами. На баббитовый неподвижный диск опирается верхний вращающийся диск, также имеющий радиальные смазочные канавки. Вращающийся диск присоединяется болтами и штифтами к втулке подпятника, закрепленной на валу. Охлаждение масла производится маслоохладителями, размещенными в масляной ванне.

Сегментные подпятники. Наиболее современная и совершенная конструкция подпятников с самоустанавливающимися сегментами допускает надежную работу гидроагрегата с удельными давлениями

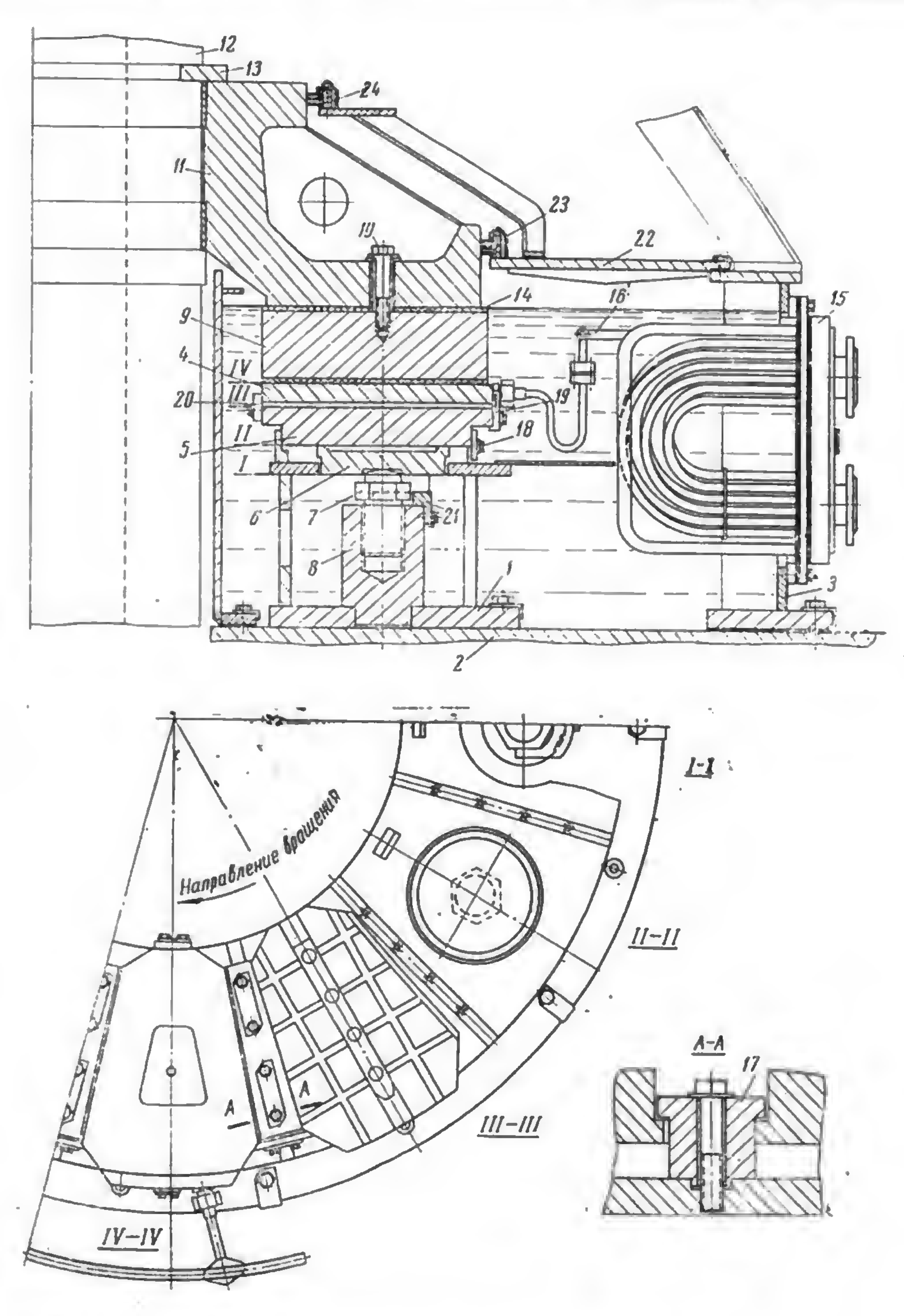


Рис. 5-11. Подпятник с самоустанавливающимися сегментами.

до 40 *кгс/см²*. В последние годы при создании уникальных гидроагрегатов намечается тенденция к повышению удельного давления до 60—65 *кгс/см²*, что, однако, снижает надежность работы подпятников.

Имеется ряд конструктивных исполнений сегментных подпятников, различающихся между собой в основном способом опирания сегментов. Так, в разной степени находят применение сегментные подпятники с жесткими винтовыми опорами, с упругими пружинными опорами, с гидравлическими опорами и с опорами на рычажную систему.

Подпятники с самоустанавливающимися сегментами на регулируемых винтовых опорах получили преимущественное распространение в отечественном гидроэнергомашиностроении. На рис. 5-11 приведена такая конструкция сегментного подпятника крупного подвесного генератора. Аналогичные конструкции подпятников, отличающиеся лишь конфигурацией втулки, применяются и для зонтичных генераторов.

Корпус *1* подпятника установлен в центральной части верхней крестовины *2*. Масляная ванна *3* сварная и в зависимости от габаритов и конструкции генератора может быть целой или разъемной. Двухслойные сегменты, состоящие из верхней тонкой части *4* с баббитовой трущейся поверхностью и массивной нижней части *5*, через упругие тарелки *6* эксцентрично опираются на болты *7* со сферической головкой (применяются также сегменты однослойные). Опорные болты установлены в опорные стойки *8*. Вращающийся диск *9* с зеркальной трущейся поверхностью закреплен болтами *10* и зафиксирован от тангенциального смещения штифтами на втулке подпятника *11*, посаженной на вал генератора *12* в горячем состоянии. Втулка закреплена на валу кольцевой *13* и осевой шпонками. Между верхним диском и втулкой подпятника проложена электроизоляционная прокладка *14*, предохраняющая детали подпятника от контактных нарушений их поверхностей подшипниковыми токами (см. § 5-7). Изолируются также болты и шпильки крепления диска. Охлаждение масла производится водяными маслоохладителями *15*, все соединения которых вынесены на наружную поверхность масляной ванны.

Постоянные расстояния между сегментами обеспечиваются упорами *17*. От радиального смещения нижняя часть сегмента предохраняется упорной планкой *18*. Положение тонкой части сегмента фиксируется планками *19* и *20*. Одинаковое высотное положение сегментов, обеспечивающее равномерное распределение осевой нагрузки между сегментами, регулируется опорными болтами после сборки подпятника на месте установки и фиксируется стопорами *21*. Крышка *22* масляной ванны имеет двойное масловоздушное уплотнение *23—24* по втулке подпятника. Протечки масла через неплотности болтовых соединений масляной ванны предотвращаются постановкой в этих соединениях маслостойких прокладок. Температуры металла сегмента и масла в подпятнике измеряются термометрическими сигнализаторами и термометрами сопротивления, установленными в сегментах и в масле.

Для уменьшения момента трогания при пуске и обеспечения условий образования масляной пленки при пуске и остановке агрегата в некоторых последних конструкциях крупных гидроагрегатов применяется принудительная подача масла под высоким давлением коллектором *16* к центру сегментов между их трущимися поверхностями.

Количество сегментов в зависимости от конструкции подпятника, его габаритов и величины осевой нагрузки принимается от шести до двадцати и более. При установлении количества сегментов необходимо учитывать, что нагрузка на один опорный болт не должна превышать 170 *тс*.

В связи с большой толщиной сегментов и неравномерностью отвода тепла от его поверхностей в теле сегмента возникают температурные

деформации. Для уменьшения этих деформаций в подпятниках с большими удельными давлениями применяются двухслойные сегменты с тонким верхним слоем. Считается, что двухслойные сегменты более надежны в работе.

В подпятниках с удельными давлениями до 60 *кгс/см²* и выше применяется иногда двухрядное расположение сегментов с опиранием их через специальные балансиры. При этом габариты сегментов уменьшаются в 2—2,5 раза. Соответственно должны снизиться деформации сегментов и повыситься их надежность. Однако двухрядное расположение сегментов широкого распространения не получило.

Одной из наиболее ответственных деталей подпятников всех систем, определяющей их осевую нагрузку и надежность работы, является вращающийся (зеркальный) диск. Технологическая сложность изготовления дисков обусловливается высокими требованиями к точности и чистоте обработки их поверхностей, особенно поверхности трения (зеркала), что ограничивает габариты их, а следовательно, и величины допускаемых нагрузок на подпятник. По условиям транспортировки максимальный диаметр вращающегося диска может достигать 5,0 *м*.

Отклонения от плоскостности и параллельности обеих поверхностей диска при изготовлении допускаются не свыше 0,03 *мм*.

Подпятники с сегментами, опирающимися на пружины, по конструкции аналогичны пружинным дисковым подпятникам. Для крупных гидроагрегатов такие подпятники сложны в изготовлении и ненадежны, и поэтому область их применения ограничивается сравнительно небольшими осевыми нагрузками и удельными давлениями.

Новые конструкции подпятников. В настоящее время разработаны и испытаны в натурных условиях некоторые новые конструкции подпятников и отдельные конструктивные и технологические мероприятия по обеспечению применения сегментных подпятников на удельные давления до 60—65 *кгс/см²*. Так созданы сегментные подпятники на гидравлической опоре и с опорной на рычажную систему.

Степень надежности работы подпятника определяется в основном равномерностью распределения осевой нагрузки между отдельными сегментами. Такое распределение нагрузки практически трудно осуществить вручную с помощью опорных болтов в сегментных подпятниках нормальной конструкции. В связи с этим в ряде новых конструкций подпятников применяются специальные устройства, позволяющие автоматически устанавливать и поддерживать в работе равномерность нагрузки на каждый сегмент. Одной из таких конструкций является подпятник на гидравлической опоре, применение которого на большие нагрузки и повышенные удельные давления перспективно.

Основной принципиальной и положительной особенностью подпятника на гидравлической опоре является автоматическое выравнивание нагрузки на каждый сегмент в результате гидравлической связи опорных эластичных камер. Благодаря этому уменьшаются неблагоприятные воздействия на сегменты неровности поверхности трения вращающегося диска и неперпендикулярности ее оси вращения агрегата. Осевая нагрузка на такие подпятники может достигать 3 000—3 500 *тс*, а удельные давления — до 60 *кгс/см²*.

На рис. 5-12 приведена одна из конструкций подпятника на гидравлической опоре зонтичного генератора. Подпятник установлен на опоре *1*, расположенной на крышке турбины. Массивное основание *2* подпятника выполнено с внутренними каналами, соединяющими между собой эластичные камеры (сильфоны) *3*, приваренные к основанию. Внутри камер установлены и приварены глухие стальные цилиндры *4*, уменьшающие объем камер. Двухслойные сегменты *5* опираются на сферические головки опорных болтов *6*, ввернутых в массивную верхнюю часть камеры. Вращающийся диск *7* закреплен на втулке *8* ротора, выполняющей

в данной конструкции функции втулки подпятника. Масляная ванна *9* выполнена разъемной и крепится так же, как и выгородка *10* вала *11*, к основанию подпятника. Маслоохладители *12* закреплены снаружи масляной ванны и при ремонтах подпятника могут отниматься для облегчения выема сегментов.

Подпятник на балансирных рычажных опорах также относится к числу подпятников с автоматическим распределением нагрузки между сегментами. Каждый сегмент этого подпятника опирается через упругую

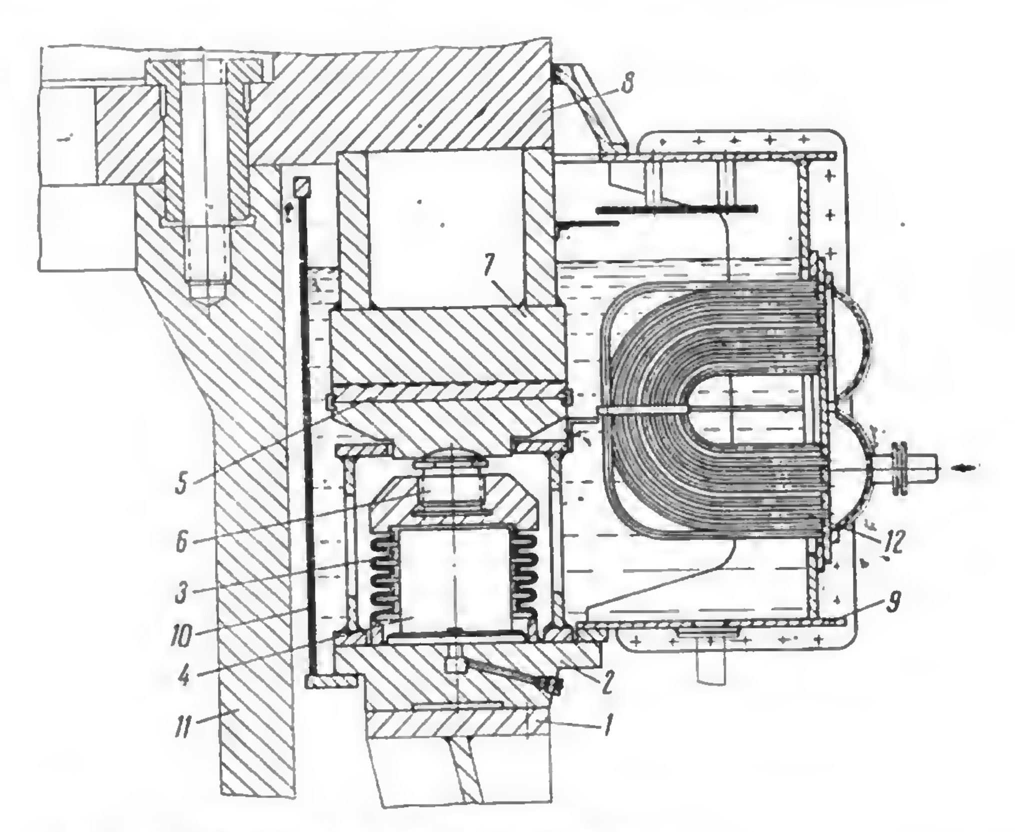


Рис. 5-12. Подпятник на гидравлической опоре.

тарелку на балансиры, представляющие собой систему чередующихся рычагов первого и второго рода. Вследствие того, что плечи коромысел и рычагов в пределах точности изготовления выполнены одинаковыми, распределение нагрузки между сегментами должно быть практически равномерным.

5-7. НАПРАВЛЯЮЩИЕ ПОДШИПНИКИ

Подшипники вертикальных гидрогенераторов теоретически нагрузку не должны воспринимать и являются чисто направляющими. Однако в связи с неравномерностью воздушного зазора, вызывающей неравномерность магнитного притяжения ротора к статору, возможности механического дебаланса ротора и отклонения линии вала от оси вращения агрегата, подшипники практически испытывают некоторую радиальную нагрузку. Кроме того, в аварийном состоянии агрегата возможно возникновение одностороннего магнитного притяжения ротора к статору. Поэтому считают, что радиальное усилие в генераторе может составлять:

$$P = 18 D_i l_t, \text{ тс},$$

где D_i — диаметр расточки статора, *м*;

l_t — высота обода ротора, *м*.

В практике гидрогенераторостроения применяются направляющие подшипники двух типов: в т у л о ч н ы е и с е г м е н т н ы е.

Втулочные подшипники изготовляются разъемными из двух половин. Основным недостатком этих подшипников являются технологические затруднения при заливке баббитом больших поверхностей вкладышей и подгонке их по валу в процессе контрольной сборки и монтажа. Кроме того, в связи с выполнением центральной части крестовин, где устанавливаются направляющие подшипники, неразъемный вкладыш подшипника при демонтаже приходится смещать вдоль оси вала, что приводит к увеличению осевых размеров генератора.

В современных гидрогенераторах, как отечественных, так и зарубежных, применяются, как правило, сегментные подшипники с самоустанавливающимися регулируемыми сегментами. Такая конструкция вкладышей дает возможность регулировать зазоры в подшипнике в довольно широком диапазоне, что обеспечивает надежное образование масляной пленки, а следовательно, и нормальную устойчивую работу подшипников. Сегментные подшипники при больших диаметрах валов наиболее целесообразны с точки зрения технологии изготовления, а также удобства монтажа и ремонтов. Выем сегментов при демонтаже не требует увеличения осевых размеров генератора. Подача смазки к трущимся поверхностям осуществляется через косые или радиальные отверстия в шейке подшипника, которые работают как центробежный насос. Охлаждение масла производится водяными охладителями, расположенными непосредственно в масляной ванне подшипника. Количество сегментов выбирается обычно равным числу лап крестовины, но не менее восьми из условий центровки вала.

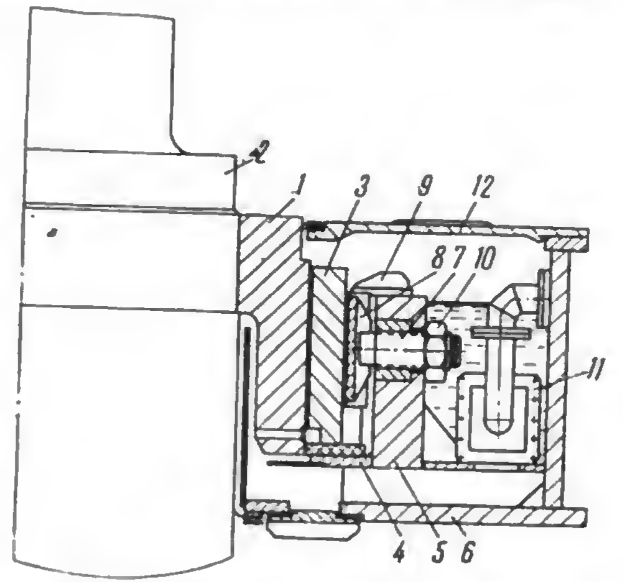


Рис. 5-13. Сегментный направляющий подшипник.

На рис. 5-13 приведена одна из конструкций сегментного подшипника. Направляющая шейка *1* подшипника выполнена в виде втулки, посаженной на вал *2* в горячем состоянии и обработанной совместно с валом. Сегмент *3* установлен на опорный диск *4*, выполненный в единой сварной конструкции с корпусом подшипника *5* и масляной ванной *6*. Положение сегментов в радиальном направлении регулируется упорными болтами *7* через упругие тарелки *8*, опирающиеся на выточку в корпусе и сверху закрепленные консолью *9*. Сегменты располагаются эксцентрично относительно оси упорных болтов и изолируются от корпуса для предохранения от действия подшипниковых токов. После регулирования зазоров в подшипнике, величина которых должна быть примерно 0,2 *мм*, положение сегментов фиксируется контргайкой *10* упорного болта. Маслоохладители *11* кольцевого типа расположены в масляной ванне, закрытой крышкой *12*.

Подшипниковые токи. В процессе эксплуатации гидроагрегатов значительные повреждения поверхностей трения подшипников и подпятников, поверхностей втулки и головки штанги маслоприемника поворотнолопастных гидротурбин, соприкасающихся поверхностей втулки подпятника и его вращающегося диска и других элементов генератора причиняют так называемые подшипниковые токи. В связи с этим ниже кратко изложены основные понятия о сущности и причинах возникновения таких токов и мерах борьбы с ними.

Подшипниковыми (блуждающими или токами Фуко) называют токи, замыкающиеся между поверхностями трения подшипников и подпятников, а также между головкой штанги и ее втулкой в маслоприемнике.

Одной из причин появления подшипниковых токов является намагничивание вала генератора или втулки ротора и возникновение в них постоянного напряжения, т. е. работа вала или втулки униполярным генератором. В принципе униполярная машина состоит из вращающегося вокруг своей оси цилиндрического постоянного магнита. Если при помощи скользящих контактов присоединить проводник к оси и боковой поверхности вращающегося вала, то по проводнику пойдет ток.

Подшипниковые токи могут возникнуть также вследствие появления вдоль вала электродвижущей силы (э. д. с.), вызываемой переменным потоком, сцепляющимся с валом. Ток, обусловленный этой э. д. с., замыкается по валу через подшипник, подпятник, крестовины, корпус статора, маслоприемник.

Намагничивание вала или втулки ротора может произойти при наличии кругового тока, протекающего в междуполюсных соединениях и образующего контур. Оно может быть также вызвано витковыми замыканиями в обмотке ротора, несимметрией магнитной цепи из-за дефектов изготовления или монтажа, неправильным расположением выводных концов и обмоток добавочных полюсов возбудителя, несимметрией токов в лобовых частях обмотки статора и другими ненормальностями в электрической части генератора.

При протекании токов через подшипник или подпятник пробой масляной пленки наступает в отдельных точках, и дальнейшее прохождение токов по этим точечным контактам приводит к их нагреванию и оплавлению; местные электрические дуги вызывают загрязнение масла, потерю им изоляционных свойств и прогрессирующее повреждение поверхностей трения. Кроме повреждения баббита, возникают изъявления на поверхности шейки вала или зеркального диска подпятника, а соприкасающиеся поверхности втулки и диска подпятника корродируют.

В маслоприемнике подшипниковые токи могут вызвать нагрев втулки головки штанги и их взаимное защемление, а также загрязнение масла.

Для устранения возможности возникновения подшипниковых токов из-за постоянного намагничивания вала или втулки ротора, кроме выяснения и исправления вышеприведенных недостатков, вал размагничивают.

Уменьшение э. д. с. вала, помимо устранения технологических дефектов, может быть достигнуто надлежащим выбором числа сегментов и стыков сердечника статора и пар полюсов, устройством искусственного стыка в необходимом месте, сдвигом стыка на одно полюсное деление. Основным же средством защиты от э. д. с. вала, возникающей наиболее часто из-за повреждений обмотки, является электрическая изоляция подпятников и подшипников гидрогенератора маслоприемника, т. е. прерывание токового контура.

Изолирование подшипников и подпятников от токов, вызываемых э. д. с. вала, производится обычно с одной стороны ротора. Изолируются верхний направляющий подшипник, подпятник в подвесных генераторах, подшипник регуляторного генератора и маслоприемник поворотно-лопастной турбины. Подпятник в зонтичных генераторах и нижний направляющий подшипник вообще не изолируются. Однако для надежности следует изолировать и их, иначе при повреждении или загрязнении изоляции одного из верхних подшипников ток замыкается по валу не только через рабочее колесо турбины, но и через нижние подшипники, что увеличивает объем повреждений.

Обычно вращающийся диск подпятника изолируется от втулки с помощью прокладки из текстолита или гетинакса толщиной 3—5 *мм*, а болты и штифты, крепящие диск к втулке, изолируются посредством втулок и шайб из того же материала (см. рис. 5-11). Таким же способом изолируются и сегменты подшипников (см. рис. 5-13). Кроме того, должны быть изолированы и все уплотнения вала.

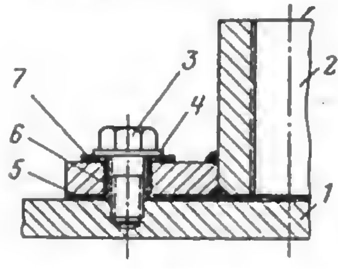


Рис. 5-14. Изоляция корпуса подпятника.

1 — крестовина; *2* — корпус подпятника; *3* — болт; *4* — шайба; *5* — изоляция корпуса; *6* — изоляционная втулка; *7* — изоляционная шайба.

В случае невозможности изолировать диск от втулки в подпятниках, а также сегменты в подшипниках изолируется корпус от крестовины или опоры (рис. 5-14). При этом должны быть изолированы также масляные и водяные трубопроводы.

По окончании монтажа и периодически в процессе эксплуатации необходимо измерять сопротивление каждого изоляционного элемента. Сопротивление изоляции при этом должно быть не менее 1,0 *Мом*. Кроме того, на работающем генераторе измеряют напряжение между концами вала, а также между шейкой каждого подшипника и землей. При исправной изоляции эти напряжения будут равны. Если же на одном из подшипников напряжение между валом и землей ниже, то это свидетельствует о неисправности изоляции.

5-8. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ГЕНЕРАТОРОВ

К вспогательным устройствам генератора относятся тормозная система, система возбуждения генератора, вентиляционные устройства, средства пожаротушения.

Тормозная система. Вследствие больших маховых масс ротора и протечек воды через закрытый направляющий аппарат турбины гидроагрегат после отключения от сети и закрытия направляющего аппарата может по инерции продолжать вращаться в течение длительного времени. Такое продолжительное вращение на пониженных скоростях, а следовательно, и в ухудшенных условиях смазки может вызвать большой износ подпятника и даже выход его из строя. Поэтому во всех гидрогенераторах предусматривается принудительное торможение агрегата с помощью специальной тормозной системы, начинающей работать, когда скорость вращения агрегата снизится примерно до 35% от номинальной.

Тормозная система состоит из установленных на нижней крестовине или фундаменте генератора тормозных домкратов поршневого типа с колодками трения, прижимающимися при торможении к тормозному диску, закрепленному в нижней части ротора. Работает тормозная система с помощью сжатого воздуха давлением порядка 7—8 *кгс/см*². Тормозные устройства служат также домкратами для подъема ротора агрегата. В этих случаях в нижнюю полость тормозных цилиндров подается масло специальным масляным насосом под давлением до 100 *кгс/см*².

Возбуждение синхронных гидрогенераторов производится постоянным током, который, проходя через обмотку ротора (полюсы), создает магнитное поле. На современных гидроэлектростанциях большой мощности применяются следующие системы возбуждения гидрогенераторов:

п р я м о е (н е п о с р е д с т в е н н о е) и н д и в и д у а л ь н о е в о з б у ж д е н и е, осуществляемое генератором постоянного тока (возбудителем), расположенным над ротором каждого генератора и жестко связанным с его валом. В более мощных генераторах для возбуждения применяется двухмашинная группа, состоящая из генератора постоянно-

го тока (возбудителя) и связанного с ним второго генератора постоянного тока малой мощности (подвозбудителя), предназначенного для возбуждения возбудителя;

косвенное индивидуальное возбуждение, состоящее из расположенного на валу генератора вспомогательного синхронного генератора переменного тока, его возбудителя с подвозбудителем и преобразовательного агрегата, установленного вблизи каждого генератора и состоящего из асинхронного двигателя и генератора постоянного тока. Вспомогательный синхронный генератор питает асинхронный двигатель, приводящий в движение генератор постоянного тока, от которого подается возбуждение на полюсы ротора генератора;

косвенное централизованное возбуждение, когда для группы из двух — четырех гидрогенераторов устанавливается один общий преобразовательный агрегат, асинхронный двигатель которого питается переменным трехфазным током от энергосистемы через трансформатор собственных нужд. Возбуждение всех гидрогенераторов группы питается постоянным током от генератора преобразовательного агрегата;

система ионного возбуждения, в которой преобразование переменного тока в постоянный производится ионными преобразователями — выпрямителями (ионными вентилями). Питание ионных выпрямителей переменным током осуществляется от вспомогательных синхронных генераторов, расположенных на валу каждого гидрогенератора, через специальные трансформаторы.

Наибольшее распространение на гидроэлектростанциях получила система прямого индивидуального возбуждения, зарекомендовавшая себя как наиболее простая и надежная в эксплуатации. Однако она практически неприменима для современных сверхмощных гидрогенераторов из-за большой мощности и громоздкости требуемых возбудителей. Поэтому на крупных гидроэлектростанциях в настоящее время применяют обычно систему ионного возбуждения с установкой на одном валу с главным генератором вспомогательного синхронного генератора, располагаемого в тихоходных генераторах под ротором, а в быстроходных — над ротором.

Применяется также система тиристорного возбуждения с питанием от вспомогательного генератора, находящегося на одном валу с главным генератором (независимое возбуждение), или с питанием от трансформаторов, присоединенных к выводам главного генератора (самовозбуждение).

Система охлаждения генератора предназначена для интенсивного обмена воздуха у активных частей статора и ротора с целью отбора тепла, выделяемого при работе генератора. В зависимости от мощности генератора, т. е. количества выделяемого им тепла, применяются следующие системы охлаждения: воздушная по разомкнутому или замкнутому циклам и комбинированная воздушно-водяная.

При охлаждении по разомкнутому циклу воздух забирается извне и выпускается туда же. Для предохранения от поступления в генератор пыли в месте забора воздуха устанавливаются соответствующие фильтры. Такая система охлаждения применяется в сравнительно небольших генераторах.

Для охлаждения крупных современных генераторов мощностью свыше 50 *Мвт* применяется радиальная замкнутая система самовентиляции воздуха (рис. 5-15). В этом случае в генераторе непрерывно циркулирует одна и та же порция воздуха, нагревающегося в генераторе и охлаждающегося затем в водяных воздухоохладителях. При этой системе охлаждения обеспечивается предохранение генератора от попадания в него пыли и понижается опасность распространения возможного пожара при внутреннем коротком замыкании в обмотках генератора.

В качестве напорных элементов, обеспечивающих подачу охлаждающего воздуха, используются специальные лопасти, устанавливаемые на торцах обода ротора, вентиляционное действие которых и охлаждает обмотки статора и ротора.

Форсированная система воздушного охлаждения ротора, применяемая в настоящее время для мощных генераторов, предусматривает засасывание воздуха ротором через радиальные каналы в ободе и прохождение его затем соответствующими радиальными каналами в сердечниках полюсов. В такой системе охлаждение генератора происходит гораздо интенсивнее.

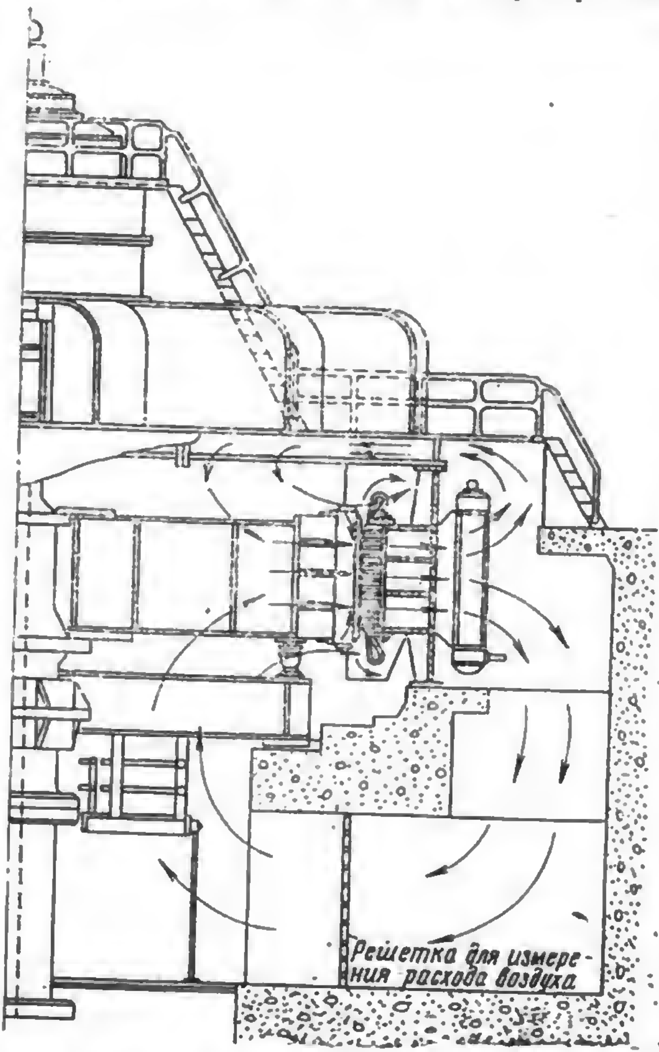


Рис. 5-15. Вентиляционная схема гидрогенератора.

При создании сверхмощных гидрогенераторов, в которых выделяется в процессе работы большое количество тепла, возникли конструктивно-технологические трудности в дальнейшем форсировании воздушной системы охлаждения. Поэтому в последних конструкциях крупных генераторов начали применять более эффективную воздушно-водяную систему охлаждения с водяным охлаждением обмоток статора и воздушным охлаждением обмоток ротора.

Система охлаждения обмоток статора водой состоит из двух проточных контуров: первичного (замкнутого), в котором циркулирует дистиллированная вода, протекающая внутри полых стержней обмоток, и вторичного (разомкнутого) с проточной сырой водой, охлаждающей в теплообменниках дистиллированную воду, циркулирующую в первичном контуре. Охлажденная дистиллированная вода поступает в полые стержни обмоток через гибкие шланги из кольцевого коллектора, расположенного внизу корпуса статора.

Непосредственное водяное охлаждение значительно эффективнее воздушного охлаждения и дает возможность создания сверхмощных генераторов при нормальных габаритах их. Однако применение водяной системы охлаждения требует наличия на станции специального оборудования и устройств для приготовления и циркуляции дистиллированной и сырой воды, а технология изготовления генератора и процесс его эксплуатации значительно усложняются.

Пожаротушение. При нарушении изоляции обмотки статора и коротком замыкании в месте повреждения в генераторе может возникнуть пожар, который под действием циркулирующего воздуха быстро распространится по генератору. Для локализации и тушения пожара в отечественных генераторах применяется, как правило, вода.

Водяное противопожарное устройство обычно состоит из двух кольцевых труб диаметром до 75 *мм*, расположенных сверху и снизу лобо-

вых частей обмотки статора. В трубах просверлено большое количество отверстий (примерно 10 отверстий на 1 *м*), размещенных в шахматном порядке, в которые установлены распылители, создающие водяной туман. Вода в трубы подается под давлением от станционного специального пожарного трубопровода. Включение устройств пожаротушения при возникновении пожара должно осуществляться автоматически с использованием температурных датчиков либо в крайнем случае с помощью дистанционно управляемых клапанов.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ОРГАНИЗАЦИЯ И ПОДГОТОВКА МОНТАЖНЫХ РАБОТ

6-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Цикл создания энергетической машины состоит из следующих основных этапов: разработка конструкции машины (включая расчеты, лабораторные и модельные исследования), изготовление, сборка и испытание машины на заводе, установка на станции и ввод в эксплуатацию.

В связи с исключительно высокими энергетическими параметрами, а также большими габаритами и весами гидроагрегатов сборка и испытания как агрегатов в целом, так и отдельно турбин и генераторов на заводе произведены быть не могут. Поэтому полная сборка и опробование гидроагрегата, т. е. собственно окончание его изготовления, вынужденно выполняются только на месте установки, и монтажная площадка гидроэлектростанции по существу является выпускающим цехом завода-изготовителя, а монтажные работы — завершающим этапом в изготовлении гидроэнергетического оборудования.

Характер, организация и технология монтажных работ по гидроэнергетическому оборудованию определяются не только конструктивно-технологическими особенностями гидроагрегатов каждой гидроэлектростанции и незавершенностью изготовления оборудования на заводе, но и тесной взаимосвязью монтажных работ со строительными работами по сооружению гидроэлектростанции.

В объем монтажных работ вводят следующие операции: повторение заводской контрольной сборки отдельных узлов и полная сборка гидроагрегата на месте установки, опробование его на холостом ходу, наладка и испытание под нагрузкой, сдача агрегата в эксплуатацию. При этом основными техническими требованиями к монтажу гидроэнергетического оборудования являются:

выполнение сборки и установки деталей и узлов гидроагрегата в точном соответствии с установочными и сборочными чертежами и с соблюдением технологии монтажных работ;

соответствие установочных осей и отметок агрегата проектным;

обеспечение нормального пуска и работы гидроагрегата на холостом ходу и под нагрузкой.

В процессе монтажа выполняются не только сборочные и установочные операции, определяемые нормальной технологией заводского изготовления гидроагрегата, но и вынужденно производится ряд подгоночных работ вследствие неполного изготовления и сборки деталей и узлов агрегата на заводе. Поэтому для обеспечения поставки заводами полностью завершенного гидроэнергетического оборудования и облегчения монтажных работ в заданиях, выдаваемых заводам на его изготовление и поставку, необходимо предусматривать:

для габаритного оборудования (не превышающего железнодорожного габарита) — изготовление его и сборку полностью на заводе;

для негабаритного оборудования — изготовление в виде максимально законченных, транспортабельных, испытанных и взаимно подогнанных блоков;

возможность укрупнительной сборки и внутристанционной транспортировки элементов оборудования на монтажной площадке и его крупноблочного монтажа;

специальные устройства на оборудовании для строповки его при погрузке, разгрузке и монтаже;

изготовление и поставку средств малой механизации монтажных и ремонтных работ и специального слесарно-сборочного инструмента.

Монтажные работы по гидроэнергетическому оборудованию на сооружаемых гидроэлектростанциях выполняются, как правило, специализированными монтажными организациями, которыми для этой цели создаются на станциях монтажные участки или управления.

Непосредственно монтаж агрегата производится бригадами рабочих, специализированными по отдельным видам сборочных и монтажных работ: сборка рабочих колес турбин, сборка роторов генераторов, монтаж статоров генераторов, монтаж направляющих аппаратов и др.

Заводы-изготовители организуют надзор за соблюдением технических требований завода к сборке, монтажу и вводу оборудования в эксплуатацию, который осуществляется их представителями, так называемым шеф-монтажным персоналом.

Шеф-монтажный персонал участвует в приемке оборудования в монтаж, проверке и приемке скрытых и промежуточных работ, выверке установленных деталей и узлов, в составлении монтажных формуляров и актов, межоперационном контроле монтажных работ и сдаточных испытаниях смонтированного оборудования. Технические указания шеф-монтажного персонала в пределах требований директивной документации обязательны для монтирующей организации.

6-2. СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ МОНТАЖНЫХ РАБОТ

Выбор правильного метода организации и выполнения монтажа оборудования является одним из основных условий своевременного и успешного ввода оборудования в эксплуатацию и надежной его работы.

Современные методы монтажа гидроэнергетического оборудования различаются:

по степени предварительного укрупнения элементов оборудования (блочности монтажа);

по характеру совмещения (одновременности производства) монтажных и строительных работ;

по одновременности монтажа агрегатов (фронту монтажных работ).

В зависимости от степени предварительного укрупнения элементов оборудования монтаж гидроагрегата может производиться отдельными деталями и даже частями их, а также конструктивными блоками, узлами и механизмами. При этом блоком принято называть конструктивно и технологически осуществимый монтажный узел, механизм или деталь с максимальными весами и габаритами, определяемыми грузоподъемностью имеющихся кранов и условиями транспортировки блока от места сборки к месту установки его в проектное положение.

В зависимости от одновременности выполнения монтажных и строительных работ монтаж оборудования может осуществляться с установкой закладных частей оборудования в штрабы, специально для них оставленные в бетоне уже сооруженного машинного здания (штрабной монтаж), или с установкой закладных частей до возведения бетонного

массива здания станции с последующим бетонированием их в процессе сооружения здания станции (совмещенный монтаж).

В зависимости от фронта работ монтаж гидроагрегатов может производиться последовательно — по одному агрегату, вначале турбины, а затем генератора, или параллельно — широким фронтом с выполнением работ одновременно по ряду агрегатов.

Методы монтажа следует выбирать и устанавливать в зависимости от количества, конструкции и габаритов гидроагрегатов, индивидуальных особенностей компоновки станции и организации ее строительства, условий поставки оборудования, необходимых сроков ввода оборудования в эксплуатацию и других местных условий.

Выбирая методы монтажа гидроагрегатов, необходимо учитывать, что установка агрегата на место отдельными деталями с последующей сборкой их является наиболее простым и дешевым способом монтажа, так как при этом не требуется больших монтажных площадей, грузоподъемные средства могут быть ограничены минимумом, необходимым для ремонтов агрегатов в процессе эксплуатации, особых средств механизации не нужно, потребность в рабочей силе невелика. Но такой способ монтажа длителен и целесообразен только на небольших гидроэлектростанциях с малым числом агрегатов либо в случаях, когда это допускается сроками строительства.

Монтаж крупными блоками, несомненно, уменьшает сроки производства монтажных работ, но требует увеличенных площадей для укрупнительной сборки, дополнительных работ, одновременного участия большого количества рабочих. Этот способ монтажа организационно сложен, и осуществление его дороже, но он может оказаться рациональным для крупных станций с большим количеством агрегатов, где установлены сжатые сроки строительства и монтажа.

Производство монтажных работ с установкой закладных частей агрегата в штрабы, оставленные в бетоне законченного машинного здания, облегчает условия монтажных работ. Но при этом способе монтажа увеличиваются сроки сооружения гидроэлектростанции, кроме того, омоноличивание штрабного бетона с основным не всегда обеспечивает надежную прочность установки закладных частей агрегата.

Одновременное (совмещенное) выполнение строительных и монтажных работ усложняет и несколько удорожает монтаж оборудования и строительство машинного здания станции, но обеспечивает высокие темпы монтажных работ и качественную установку закладных частей в монолитном бетоне. В соответствии с этим совмещенный метод монтажа может быть рекомендован при сооружении крупных гидроэлектростанций.

Фронт монтажных работ характеризуется количеством выполняемых одновременно монтажных операций на месте установки агрегатов и видов сборочных работ на монтажной площадке. Наличие необходимого фронта работ определяется требуемыми темпами монтажа. На станциях с длительными сроками строительства монтажные работы могут производиться самым узким фронтом, т. е. оборудование может монтироваться последовательно по одному агрегату с установкой вначале турбины, а затем генератора и с максимальным выполнением сборочных работ на месте установки. Однако на гидроэлектростанциях с большим количеством агрегатов при сжатых сроках строительства и монтажа фронт монтажных работ должен быть максимально расширен. При этом не только может монтироваться одновременно ряд агрегатов, но и в одном агрегате монтажные операции следует максимально совмещать, а все возможные сборочные операции должны выполняться заранее на монтажных площадках.

В послевоенные годы в связи со строительством большого количества крупных уникальных гидроэлектростанций отечественными монтаж-

ными организациями были разработаны и осуществлены скоростные методы организации и технологии монтажных работ, которые обеспечили своевременное сооружение и ввод в эксплуатацию всех построенных гидроэлектростанций.

Эти методы характеризуются следующими основными положениями:

совмещением монтажа закладных частей турбин со строительными работами по возведению подводной части машинного здания и максимальным совмещением монтажных и строительных работ в течение всего последующего монтажа агрегатов;

максимальной параллельностью монтажа рабочих механизмов турбины и генератора одного агрегата и развертыванием самого широкого фронта работ, охватывающего монтаж одновременно нескольких гидроагрегатов;

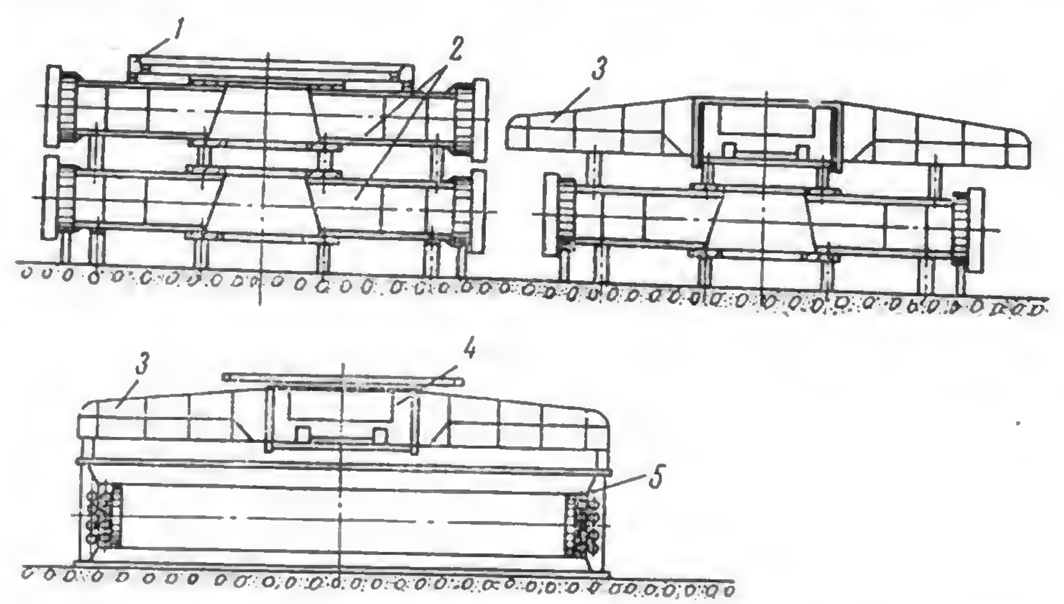


Рис. 6-1. Крупные блоки гидроагрегатов, подготовленные к монтажу.
1 — статор вспомогательного генератора; 2 — ротор генератора, 3 — верхняя крестовина; 4 — ротор вспомогательного генератора; 5 — статор генератора.

установкой на место в проектное положение деталей и узлов агрегатов максимально укрупненными заранее собранными блоками (рис. 6-1);

осуществлением поточного способа в укрупненной сборке и монтаже;

широкой организацией сборочных и монтажных работ с помощью специальных монтажных механизмов, приспособлений и устройств.

Совмещение установки закладных частей со строительством машинного здания значительно сокращает общую длительность строительства гидроэлектростанции.

Одновременность монтажных работ по турбине и генератору и по нескольким агрегатам уменьшает общий цикл монтажа оборудования станции и дает возможность вводить гидроагрегаты в эксплуатацию через очень короткие промежутки времени.

Поточность при монтаже гидроагрегатов заключается в том, что детали, узлы и крупные монтажные блоки оборудования, предварительно подготовленные и укрупненные на сборочных площадках, поступают в законченном виде к месту установки непрерывным потоком в определенной технологической последовательности согласно проекту производства работ. При этом строительные работы по блоку гидроагрегата должны выполняться с опережением и в необходимые сроки.

Поточный способ монтажа гидроагрегатов, основанный на специализации монтажных бригад, является наиболее производительным и мо-

жет быть рекомендован для гидроэлектростанций с большим числом агрегатов. Однако успешное осуществление его возможно только при наличии дополнительных сборочных площадей и в случае, если монтажным работам, как завершающим строительство и определяющим срок пуска гидроэлектростанции, будут технологически подчинены все другие строительно-монтажные работы.

Скоростные методы монтажных работ требуют дополнительных расходов в сравнении с производством монтажа по обычной схеме. Так, совмещение монтажа закладных частей с возведением бетона подводного блока обходится примерно на 10% дороже производства монтажа в готовом здании. Монтаж широким фронтом вызывает в отдельных случаях значительные расходы на сооружение временных сборочных площадок и на дополнительные грузоподъемные средства. Однако это удорожание монтажных работ может окупиться дополнительной выработкой электроэнергии в связи с ускорением ввода гидроагрегатов в эксплуатацию.

6-3. ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ МОНТАЖНЫХ РАБОТ

По времени выполнения и характеру монтажных работ, а также связи их с производством строительных работ по машинному зданию станции весь цикл монтажа крупного гидроэнергетического оборудования можно разделить на три основных этапа:

1) подготовительные работы, выполняемые до начала монтажа оборудования;
2) монтаж закладных частей турбины;
3) монтаж рабочих механизмов агрегата.

Подготовительные работы, являющиеся организационно-технической подготовкой к монтажу оборудования и осуществляемые обычно до начала монтажных работ, заключаются в выполнении нижеследующих мероприятий:

составление проекта производства монтажных работ и согласование его в надлежащем порядке;

организация в соответствии с проектом производства монтажных работ мест хранения и укрупнительной сборки оборудования; сооружение подъездов, обеспечивающих нормальную подачу оборудования и материалов в монтажную зону и к месту установки оборудования;

возведение необходимых для производства монтажных работ временных сооружений, производственных и бытовых помещений;

прокладка внешних магистральных и разводящих сетей для подводки к местам укрупнительной сборки и монтажа оборудования электроэнергии, воды и сжатого воздуха;

устройство электроосвещения объектов монтажа и примыкающих к ним площадей;

комплектная поставка оборудования и материалов в необходимом для выполнения монтажных работ объеме, предусмотренном согласованным графиком или проектом производства монтажных работ;

обеспечение монтажной организации подъемно-транспортным оборудованием, механизмами, инструментами и приспособлениями;

организация мероприятий по технике безопасности, охране труда и промсанитарии;

обеспечение необходимой строительной готовности объекта.

Установка оборудования может быть начата только при соответствующей готовности подводной части машинного здания, что определяется совместно монтажной и строительной организациями. Сдача — приемка мест установки оборудования производится по исполнительным геодезическим схемам.

Монтаж закладных частей турбины в случаях совмещения строительных и монтажных работ должен начинаться сразу по достижении подводным бетонным массивом машинного здания необходимой отметки низа облицовки конуса отсасывающей трубы. При этом, как правило, постоянные эксплуатационные краны еще не установлены и монтаж закладных частей производится обычно с помощью строительных кранов, грузоподъемность которых определяет максимальное укрупнение блоков и способы установки монтажных элементов на место.

Монтаж рабочих механизмов агрегата: механизмов турбины с регулятором скорости, механической части генератора и вспомогательного оборудования — начинается по окончании сооружения вчерне машинного здания и выхода на ось монтируемого агрегата эксплуатационных грузоподъемных кранов.

Целесообразно было бы вначале устанавливать полностью закладные детали всех агрегатов станции, а затем уже приступать к монтажу рабочих механизмов агрегатов развернутым фронтом. Однако по условиям строительства гидроэлектростанций это не всегда возможно, и монтаж закладных деталей обычно осуществляется в «ступенчатом» порядке: в готовом блоке первых гидроагрегатов монтируют их закладные детали и по готовности здания и постоянных кранов приступают к монтажу рабочих механизмов агрегата. Одновременно начинают установку закладных деталей агрегатов в следующих блоках, подготовленных для монтажа, т. е. параллельно монтируются рабочие механизмы предыдущего блока агрегатов и закладные детали последующего блока.

Во всех случаях вначале устанавливают облицовку отсасывающей трубы. Затем в зависимости от конструкции турбины, схемы и хода строительных работ монтируется статор турбины, после чего устанавливается камера рабочего колеса, либо вначале монтируется камера рабочего колеса, а затем уже устанавливается статор.

Рабочее колесо собирается всегда полностью на монтажной площадке и в собранном виде опускается в кратер агрегата в зависимости от типа турбины до или после монтажа направляющих лопаток. Затем устанавливается на место и присоединяется к рабочему колесу вал турбины с предварительно установленной маслоподводящей штангой у поворотнолопастных турбин. В радиально-осевых турбинах рабочее колесо может быть установлено с присоединенным валом. Центровку турбины целесообразно производить после установки крышки турбины, которая в некоторых конструкциях турбин может быть собрана на монтажной площадке.

В гидроагрегатах с подпятником на крышке турбины после установки крышки монтируются опора подпятника, подпятник и устанавливается вал генератора. В зонтичных генераторах с подпятником на нижней крестовине вал устанавливается после монтажа крестовины и подпятника. Ротор генератора подвесного типа, как правило, собирается с валом на монтажной площадке, устанавливается в кратере на тормоза, и затем монтируются верхняя крестовина и подпятник. Центровка вала зонтичного генератора может производиться до опускания ротора, а подвесного — после установки ротора с валом.

Соединение валов гидроагрегата с зонтичным генератором производится до установки ротора, а агрегатов с подвесным генератором — по окончании установки ротора. После соединения валов и проверки центровки всего агрегата заканчивается монтаж крестовин, подпятника и подшипников генератора и турбины, устанавливается система возбуждения и монтируется вспомогательное оборудование и служебные трубопроводы.

Монтаж регулятора и маслонапорной установки можно производить сразу после возведения фундаментов для бака с котлом и регуляторной колонки, не ожидая окончания монтажа турбины.

6-4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОНТАЖНЫХ РАБОТ

Своевременный ввод в эксплуатацию строящихся гидроэлектростанций, особенно крупных с большим количеством мощных гидроагрегатов, требует четкой организации и рациональной технологии производства как подготовительных, так и основных монтажных работ. Особенности компоновки и строительства гидроэлектростанций предъявляют индивидуальные требования к решению вопросов выполнения и совмещения строительных и монтажных работ в здании станции. Поэтому весь объем работ по монтажу гидроагрегатов должен выполняться в полном соответствии с заранее разработанным проектом производства монтажных работ, увязанным с утвержденным проектом организации и производства строительных работ.

Проектирование монтажных работ на крупных гидроэлектростанциях осуществляется обычно в два этапа. Вначале на первом этапе в общем проекте организации строительства гидроэлектростанции устанавливается порядок организации к подготовке монтажных работ. Проект организации строительства составляется, как правило, генеральной проектной организацией и должен содержать следующие материалы по монтажу основного оборудования:

объемы монтажных работ по годам в соответствии с планом строительства станции;

последовательность, темпы и методы монтажных работ;

потребность в рабочих и инженерно-технических кадрах и основных материально-технических ресурсах.

На втором этапе проектирования монтажных работ на основе проекта организации строительства, чертежей оборудования, инструкций заводов-изготовителей и соответствующих директивных материалов монтирующая организация составляет специальный проект производства монтажных работ по монтажу основного оборудования, который должен содержать:

1) техническую характеристику основного оборудования — энергетические показатели, веса и габариты деталей и узлов;

2) календарный план производства монтажных работ с уточненными объемами работ по каждому агрегату и всем агрегатам станции, а также сводный календарный план, устанавливающий последовательность и сроки выполнения монтажных и взаимосвязанных с ними строительных работ;

3) технологический процесс сборки и монтажа гидроэнергетического оборудования в соответствии с принятым методом монтажа;

4) расчет потребности и график движения рабочей силы;

5) графики укрупнительной сборки и монтажа деталей и узлов отдельных гидроагрегатов и всех агрегатов станции;

6) технологические карты и схемы производства наиболее сложных и ответственных сборочно-монтажных операций;

7) схемы расположения и организация сборочных и монтажных площадок с размещением на них оборудования в процессе сборки и монтажа;

8) расчет потребности и графики работы основных грузоподъемных механизмов;

9) расчет потребности в материальных ресурсах для монтажа и испытаний гидроагрегатов (инструменты, материалы, оборудование, электроэнергия, сжатый воздух);

10) чертежи зданий и сооружения для монтажных нужд;

11) ведомость специальных монтажных и такелажных механизмов, устройств и приспособлений, подмостей, а также рабочие чертежи на новые виды приспособлений;

12) решения по технике безопасности, промышленной санитарии и противопожарным мероприятиям, требующие проектной проработки;

13) стройгенплан объекта с уточненным расположением складов оборудования, площадок укрупнительной сборки, временных монтажных сооружений, грузоподъемных механизмов, подъездных путей и др.;

14) необходимые дополнительные мероприятия и условия, обеспечивающие организацию и сроки выполнения монтажных работ;

15) пояснительную записку, содержащую обоснования основных решений проекта производства работ, потребности в рабочей силе, грузоподъемных механизмах, приспособлениях и устройствах и другие вопросы с необходимыми технико-экономическими обоснованиями.

Осуществление монтажа без проекта производства его, как правило, не должно допускаться.

Перед началом монтажа оборудования проект производства монтажных работ должен быть уточнен на месте, так как составляется он иногда задолго до монтажа и реальные условия на строительстве к этому времени могут измениться. В случае необходимости проект дорабатывается. Графики строительно-монтажных и сборочных работ уточняются и привязываются по времени.

При разработке проектов производства монтажных работ используются общегосударственные и отраслевые нормативные и директивные материалы, опытные данные по законченным строительствам гидроэлектростанций, технические условия на изготовление и монтаж оборудования, инструкции по монтажу, рабочие чертежи оборудования и другие инструктивные материалы заводов-изготовителей, проектирующих и монтажных организаций. Ниже рассматривается порядок проработки основных вопросов проектов производства монтажных работ.

Технологический процесс монтажа оборудования, определяющий качество, порядок и сроки выполнения монтажных работ, а следовательно, и ввода гидроагрегатов в эксплуатацию, разрабатывается на основании принятой технологической схемы монтажа. Выбор рациональной технологической схемы монтажа должен производиться особенно тщательно с учетом компоновки, конструкции и технологии изготовления оборудования, сроков и порядка его поставки, схемы и сроков выполнения строительных работ по машинному зданию и станции, наличия и размеров сборочных и монтажных площадок, наличия и времени ввода в эксплуатацию необходимых грузоподъемных механизмов и других конкретных условий организации осуществления строительства гидроэлектростанции.

Разработанный технологический процесс монтажных работ дает возможность определить следующие основные показатели:

1) трудоемкость монтажных работ по агрегату;

2) длительность монтажа агрегата по отдельным этапам, а именно:

монтажа закладных деталей и выполнения строительных работ до выхода мостового (козлового) крана в зону монтируемого агрегата;

монтажа рабочих механизмов турбины и генератора;

пусконаладочных работ;

3) требуемое количество рабочих для монтажа как одного, так и всех агрегатов станции.

В технологическом процессе рассматриваются в технологической последовательности основные операции по сборке, установке на место, бетонированию, проверке и испытаниям деталей, узлов и механизмов турбины, генератора, системы регулирования и вспомогательного оборудования с указанием трудоемкости каждой операции и длительности ее выполнения (дни, смены, часы), количество занятых в операции рабочих.

Все монтажные операции по времени и последовательности их выполнения можно разделить на три группы.

Первая группа включает все последовательные цикловые монтажные операции, выполняемые на месте установки агрегата в шахте турбины. Эти операции определяют продолжительность монтажа агрегата и входят в общий цикл строительства гидроэлектростанции.

Ко второй группе относятся параллельные сборочные и монтажные операции, выполняемые одновременно с последовательными операциями и не влияющие на общую продолжительность монтажа. Такими операциями могут являться как чисто монтажные работы в блоке агрегата, так и предварительная укрупнительная сборка узлов и блоков вне зоны агрегата.

В третью группу можно включить подготовительные операции вспомогательного характера, не учитываемые технологическим процессом, как например, вскрытие упаковки, очистки деталей от консервирующих покрытий, ржавчины и грязи, опиловка кромок и заусенцев, прогонка резьбы крепежных деталей и др.

Трудоемкость отдельных монтажных операций и общая трудоемкость монтажных работ по агрегату определяются на основе опытных данных по монтажу аналогичного оборудования, ценников на монтаж гидроэнергетического оборудования, а также норм и расценок на монтажные работы.

Общая трудоемкость монтажных работ по агрегату и станции определяется как сумма трудоемкостей операций всех трех групп. При этом затраты труда на подготовительные и подсобные работы могут быть приняты в размере 15—20% трудоемкости последовательных и параллельных операций.

Потребность в рабочей силе для определения монтажной операции определяется рациональным составом рабочей бригады и трудоемкостью операции. Следует учитывать, что на строительствах крупных гидроэлектростанций все монтажные операции приходится производить, как правило, в две смены, а пусконаладочные испытания, сушку генератора и ввод агрегата в эксплуатацию — даже в три смены.

Длительность монтажной операции k равна трудоемкости ее q, поделенной на состав бригады m:

$$k = \frac{q}{m}, \text{ смены.} \qquad (6\text{-}1)$$

Полный цикл монтажа гидроагрегата включает время выполнения всех последовательных монтажных операций, длительность бетонирования закладных деталей и продолжительность возведения бетонного блока здания в пределах агрегата.

Продолжительность монтажа гидроагрегатов является одним из основных факторов, определяющих своевременный ввод гидроэлектростанции в эксплуатацию, и поэтому разработке этого вопроса в проекте должно уделяться особое внимание.

Общая продолжительность монтажа гидроагрегатов, входящая в общий цикл строительства гидроэлектростанции, устанавливается в зависимости от директивного срока ввода агрегатов в эксплуатацию, возможности начала монтажных работ и сроков производства их по условиям строительства, а также от обеспеченности сборочными и монтажными площадями, грузоподъемными средствами и своевременности поступления оборудования с заводов. При этом необходимо учитывать длительность монтажа одного агрегата, технологическую целесообразность одновременного монтажа нескольких агрегатов, длительность перерыва между установкой закладных деталей и монтажом рабочих механизмов, темпы и сроки строительных работ по возведению машинного здания и водонапорного фронта станции.

Определение длительности монтажа агрегатов станции в случае одновременного монтажа нескольких агрегатов можно произвести по формуле

$$A=a+t(n-1),\qquad (6\text{-}2)$$

где A — общая длительность монтажа, рабочие дни;

a — длительность монтажа одного агрегата, рабочие дни;

t — интервал между началом монтажа последующих агрегатов (шаг потока), рабочие дни;

n — число агрегатов станции.

Шаг потока определяется в зависимости от срока ввода станции в эксплуатацию, темпов строительства станции и машинного здания и других факторов, влияющих на длительность монтажа. Практически он может составить 0,4—0,5 от времени монтажа одного агрегата.

Сроки длительности монтажа гидроагрегатов, установленные Министерством энергетики и электрификации СССР, приведены в табл. 6-1. В этих сроках учтено, что началом монтажа гидроагрегата является день опускания на место рабочего колеса турбины, а окончанием — начало комплексного опробования агрегата. Продолжительность монтажа первого агрегата вновь строящейся гидроэлектростанции устанавливается с коэффициентом 1,5, а второго — 1,2. Для районов Севера, Сибири и Дальнего Востока продолжительность монтажа всех последующих агрегатов принимается с коэффициентом 1,1. В этих сроках параллельно выполняемые работы по укрупненной сборке и подготовке оборудования к установке не учтены.

Таблица 6-1

Продолжительность монтажа вертикальных гидроагрегатов

Типы гидроагрегатов	Диаметр рабочего колеса турбины, м	Продолжительность монтажа, рабочие дни
Гидроагрегаты с поворотнолопастными турбинами	3,7—5,0	35
	6,6—7,2	40
	8,0	45
	9,0—9,3	50
Гидроагрегаты с радиально-осевыми турбинами	3,0	35
	4,1	40
	5,5	50

Планирование монтажных работ обычно производится с помощью календарных графиков. Для этого по материалам укрупненного технологического процесса и в соответствии с длительностью монтажа одного агрегата и всех агрегатов станции, а также исходя из времени предоставления фронта работ и необходимых сроков окончания монтажа агрегатов, составляется технологический календарный график производства монтажных работ по агрегату (рис. 6-2) и общий календарный график монтажа всех агрегатов станции (рис. 6-3). Эти графики определяют время выполнения и окончания монтажа, последовательность и одновременность монтажных операций, порядок совмещения и выполнения монтажных и строительных работ и являются основой для разработки графика движения рабочей силы и определения ее потребности, а также для разработки всех остальных разделов проекта производства монтажных работ.

С учетом трудозатрат и количества рабочих, которые могут быть заняты на отдельных монтажных операциях, в технологическом календарном графике наносится общая потребность в рабочей силе на мон-

таж одного агрегата по времени. Такое же построение производится в общем календарном графике монтажа всех агрегатов станции путем сложения графиков движения рабочей силы по отдельным агрегатам. Полученный суммарный график движения покажет общую потребность рабочей силы на станции в отдельные моменты монтажа оборудования. При этом может получиться неравномерность потребности в рабочей силе из-за совмещения по времени большого количества монтажных операций. Практически трудно значительно увеличивать или уменьшать количество рабочих в процессе монтажа, и поэтому следует стремиться к максимальной равномерности потребности в рабочей силе в течение монтажа всего оборудования. В случае, если получается большая неравномерность потребности в рабочей силе, возможно, следует пересмотреть ранее принятые технологическую схему и технологический процесс монтажа, изменить порядок сборочных и монтажных операций по времени и снять пики в графике движения рабочей силы.

Из графиков движения рабочей силы определяется общая потребность в рабочих на отдельных этапах монтажа. Однако для выполнения монтажных операций нужны рабочие разных специальностей: слесари-сборщики, электросварщики, такелажники и др. Поэтому необходимо определить потребность в рабочих также и по их специальностям. Такой расчет следует производить на основе технологического процесса монтажа по нормам времени на монтажные работы с использованием опытных данных по строительству современных гидроэлектростанций.

Сетевое планирование и управление. Календарные графики на строительствах крупных многоагрегатных гидроэлектростанций не всегда могут удовлетворять требованиям современной организации и производства строительно-монтажных работ. Они недостаточно обеспечивают четкую координацию различных исполнителей строительных и монтажных работ, а также взаимосвязь между отдельными совмещенными строительными и монтажными операциями. В них трудно выделить операции и работы, определяющие оптимальные сроки производства и окончания монтажа. В случаях изменения условий производства строительных или монтажных работ, технологии либо порядка выполнения отдельных операций эти графики требуют многократных переделок.

Основным показателем уровня технической организации и управления работами является их постоянный ритм, при котором создаются условия для обеспечения высокой производительности труда, качественного выполнения работ, требований техники безопасности, максимального сокращения сроков строительных и монтажных работ. Поэтому в последние годы в промышленности и на крупных строительствах начали применяться новые методы планирования, разрабатываемые на основе современных достижений науки и вычислительной техники и получившие название системы сетевого планирования и управления (СПУ).

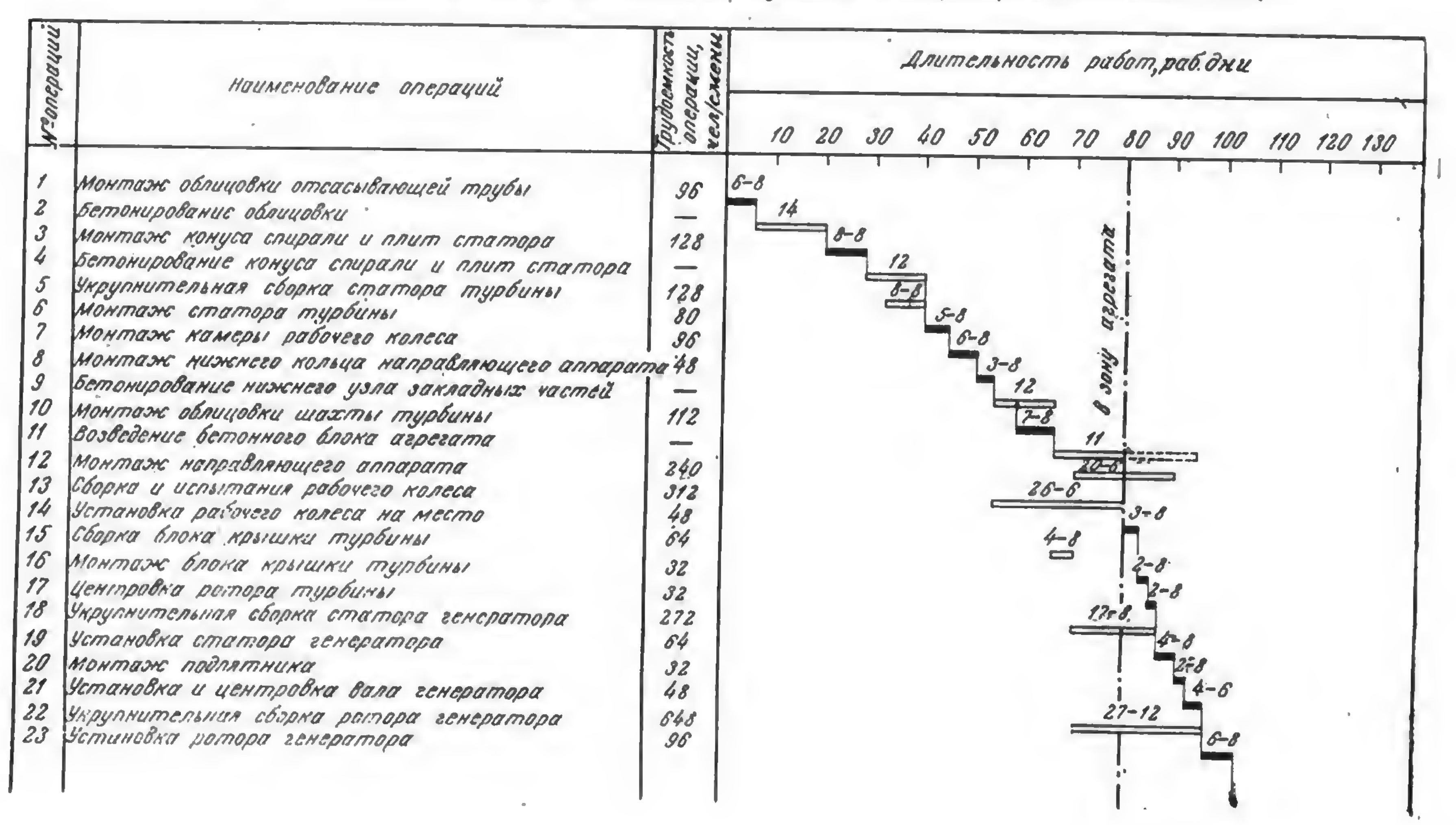
Для разработки оптимального производственного плана в СПУ применяются сетевые графики, отображающие объем решаемой задачи. В сетевом графике комплекс всех организационных и технологических операций расчленяется на отдельные четко определенные процессы и работы. При этом сеть отображает логическую взаимосвязь и технологическую последовательность работ всего комплекса.

Использование сетевого графика позволяет:

производить анализ различных вариантов плана с определением влияния отдельных факторов на выбор наиболее эффективного порядка работ;

вносить в результате анализа целесообразные изменения в процесс работ (изменение сроков и технологической последовательности операций, перераспределение рабочих и материальных ресурсов и т. д.);

Технологический график
монтажа гидроагрегата с поворотнолопастной турбиной и генератором зонтичного типа



№ операций	Наименование операций	Трудоемкость операций, чел/смены
1	Монтаж облицовки отсасывающей трубы	96
2	Бетонирование облицовки	—
3	Монтаж конуса спирали и плит статора	128
4	Бетонирование конуса спирали и плит статора	—
5	Укрупнительная сборка статора турбины	128
6	Монтаж статора турбины	80
7	Монтаж камеры рабочего колеса	96
8	Монтаж нижнего кольца направляющего аппарата	48
9	Бетонирование нижнего узла закладных частей	—
10	Монтаж облицовки шахты турбины	112
11	Возведение бетонного блока агрегата	—
12	Монтаж направляющего аппарата	240
13	Сборка и испытания рабочего колеса	312
14	Установка рабочего колеса на место	48
15	Сборка блока крышки турбины	64
16	Монтаж блока крышки турбины	32
17	Центровка ротора турбины	32
18	Укрупнительная сборка статора генератора	272
19	Установка статора генератора	64
20	Монтаж подпятника	32
21	Установка и центровка вала генератора	48
22	Укрупнительная сборка ротора генератора	648
23	Установка ротора генератора	96

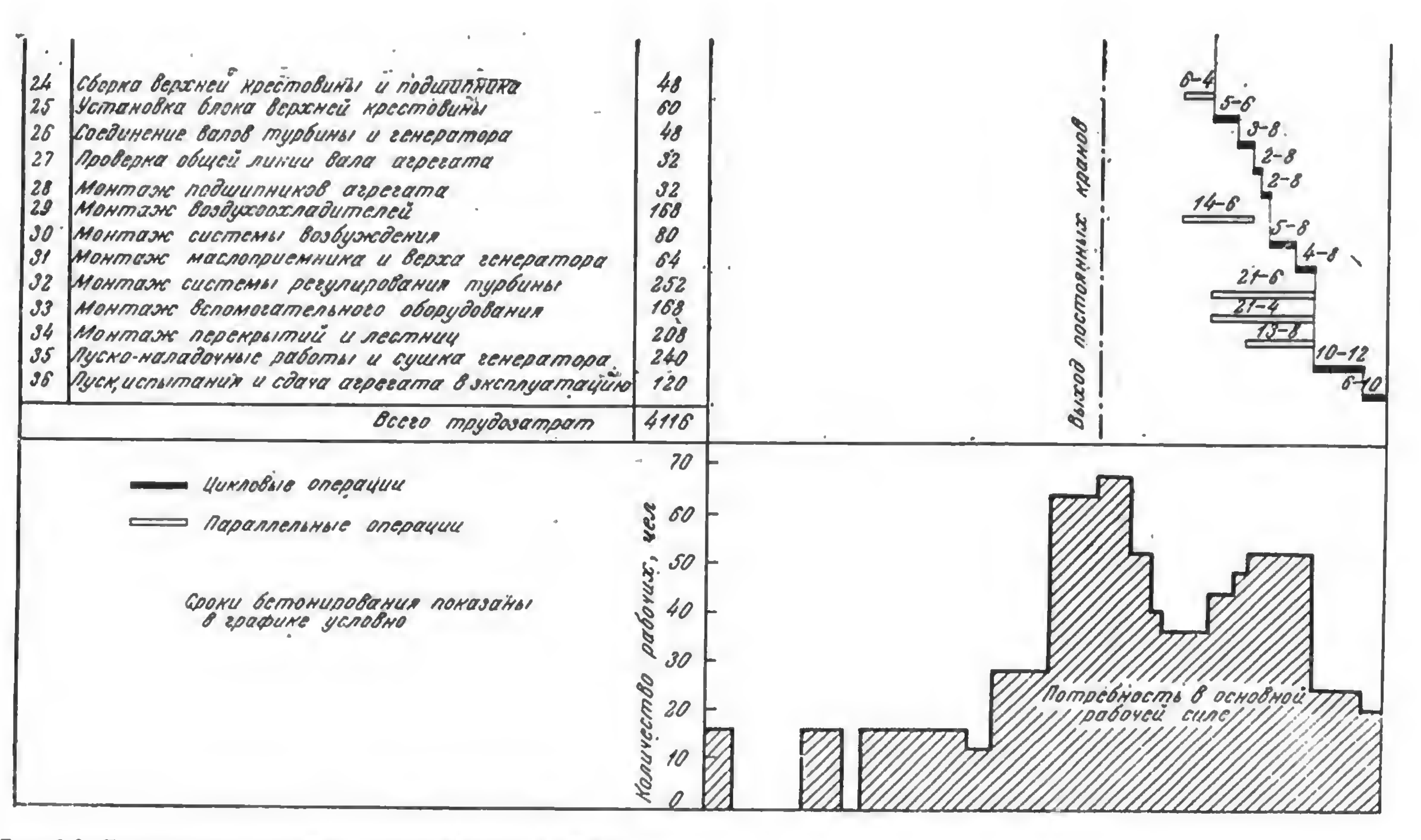


Рис. 6-2. Технологический график монтажа гидроагрегата.

получать в любой период данные о несоответствии плана и фактического выполнения работ, использовать эти данные в ходе работ для выбора решений, направленных на выполнение плана;

выделить так называемые критические операции, от которых зависит достижение цели, с тем чтобы концентрировать внимание на их своевременном выполнении;

эффективно использовать и перераспределять ресурсы в ходе осуществления работ, направляя их на выполнение в первую очередь критических операций.

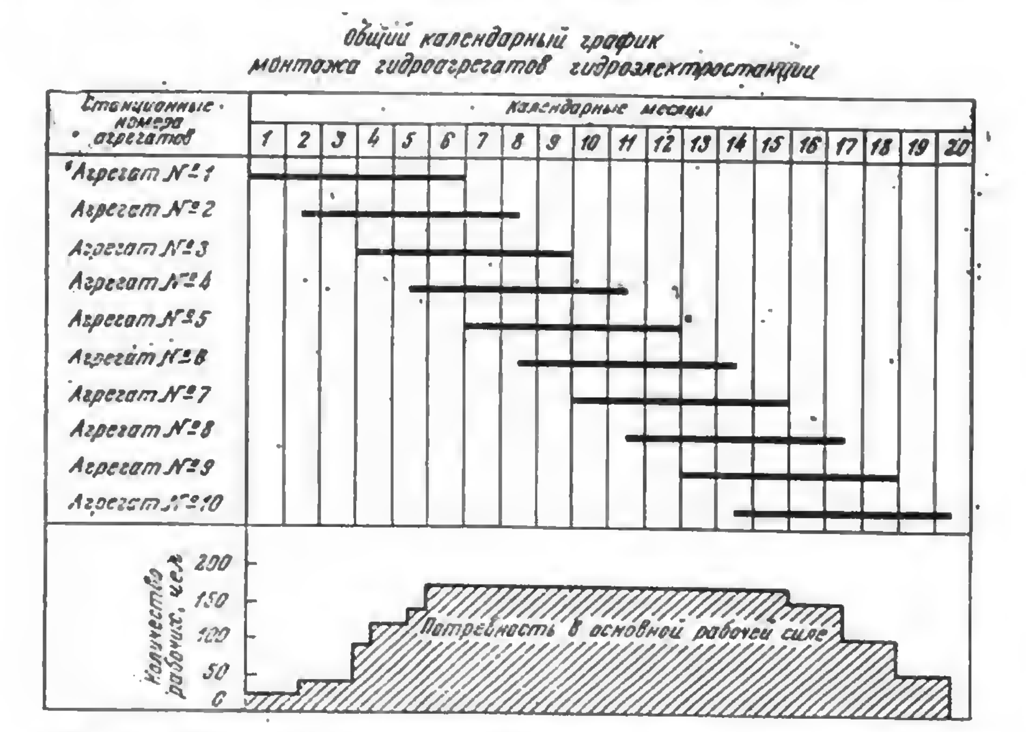


Рис. 6-3. Общий календарный график монтажа гидроагрегатов станции.

Таким образом, сетевые графики дают возможность правильно осуществлять планирование комплекса строительно-монтажных работ, управлять ходом их производства и оптимизировать выполнение плана по заданному критерию (срок ввода агрегатов или других объектов, минимальные трудовые затраты и др.).

Сетевые графики крупных строительных объектов, содержащих большое количество отдельных работ, выполняются по специальным программам на счетно-вычислительных машинах. Для объектов с небольшим числом видов работ, к которым могут быть отнесены и монтажные работы, сетевые графики могут выполняться обычным расчетным способом вручную. Однако работы по расчетам и составлению сетевых графиков, даже и ручным способом, достаточно сложны и требуют специального изучения.

6-5. МОНТАЖНО-СБОРОЧНЫЕ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ БАЗЫ

Производственно-хозяйственная база. По составу, компоновке и размерам производственно-хозяйственная база монтажного участка должна соответствовать объему монтажных работ на станции и включать в себя следующие помещения:

монтажно-механическую мастерскую, имеющую несколько металлообрабатывающих станков и предназначенную для укрупнительной сборки и подготовки к монтажу небольших узлов и деталей агрегата, очистки сегментов ротора, изготовления и ремонтов приспособлений и специального инструмента;

кузницу для небольших кузнечных поделок, необходимых при монтаже;

материально-инструментальную кладовую для хранения монтажных материалов, инструментов, приспособлений, приборов и др.;

навес для производства трубогибочных работ и хранения крупных монтажных приспособлений и устройств;

небольшую кладовую для смазочных и горючих материалов;

контору участка.

База должна быть обеспечена электроэнергией, сжатым воздухом и водой. Производственно-хозяйственную базу следует сооружать до начала монтажа закладных деталей турбин и располагать ее, как правило, вблизи здания станции.

База складирования должна проектироваться и строиться из расчета хранения на ней оборудования, поступающего от заводов-изготовителей, подготовки оборудования к монтажу и производства укрупнительной сборки некоторых узлов агрегата, а также работ по восстановлению консервации деталей в процессе длительного хранения их. Использование базы складирования для укрупнительной сборки особенно важно на гидроэлектростанциях с большим количеством агрегатов при сжатых сроках монтажа, где монтажные площадки не могут обеспечить достаточного числа заранее укрупненных монтажных блоков.

База складирования обычно состоит из открытых площадок, навесов и закрытых теплых и холодных складов. Она должна быть связана подъездными путями как с общей железнодорожной магистралью, так и с машинным зданием. В случаях доставки оборудования автотранспортом или водой база должна иметь соответствующую дорожную связь.

Площадь базы обычно должна обеспечивать одновременное хранение двух-трех агрегатов. Удельную плотность раскладки оборудования на базе можно принимать 0,5—0,7 *т/м²*. Тогда общая площадь базы с учетом производства на ней работ по подготовке к монтажу деталей может быть определена по формуле

$$F = (2 \div 3)\frac{G_а}{f},\ м^2, \qquad (6\text{-}3)$$

где $G_а$ — вес деталей одного агрегата, *т*;

f — удельная плотность раскладки, *т/м²*.

Вес агрегата ориентировочно можно определить по его мощности и напору, пользуясь приведенной на рис. 6-4 опытной кривой удельной металлоемкости $G'_а$, по которой

$$G_а = G'_а N_а,\ т.$$

Так, например, гидроагрегат мощностью 200 *Мвт* при напоре 300 *м* будет иметь вес $G_а = 4{,}9 \cdot 200 = 980$ *т*.

Площадь навесов, холодных и теплых складов может составлять 25—30%, а открытых площадок 70—75% общей площади базы складирования.

База складирования должна быть обеспечена достаточным количеством грузоподъемных средств для разгрузки оборудования, перемещения и обработки его в процессе хранения, для погрузки при отправлении в монтаж и для подготовительно-сборочных работ. При определении числа и грузоподъемности кранов необходимо учитывать время возможного простоя вагонов под разгрузкой, неравномерность поступления оборудования на склад и выдачи его в монтаж. Затраты времени работы крана для переработки на базе 1 *т* оборудования, включая подготовку оборудования к монтажу, ориентировочно можно принимать 0,5 крано-часа.

Оборудование надлежит укладывать и хранить в складах согласно соответствующим инструкциям по хранению. В случаях длительного хранения оборудования заводская консервация его должна периодически проверяться и восстанавливаться, для чего в складских помещениях следует предусматривать необходимые средства механизации.

Сборочные и монтажные площадки. Размеры основной монтажной площадки машинного здания обычно определяются возможностью размещения на ней основных узлов одного агрегата, демонтируемого в периоды капитального ремонта. Однако сжатые сроки монтажа оборудования, особенно на гидроэлектростанциях с большим числом агрегатов, требуют максимального расширения фронта сборочных работ, и основная монтажная площадка может не удовлетворить этому требованию. В таких случаях для обеспечения темпов монтажа могут быть организованы дополнительные сборочные площадки как внутри машинного здания на кратерах немонтируемых агрегатов, так и вне машинного здания, а также на базах складирования.

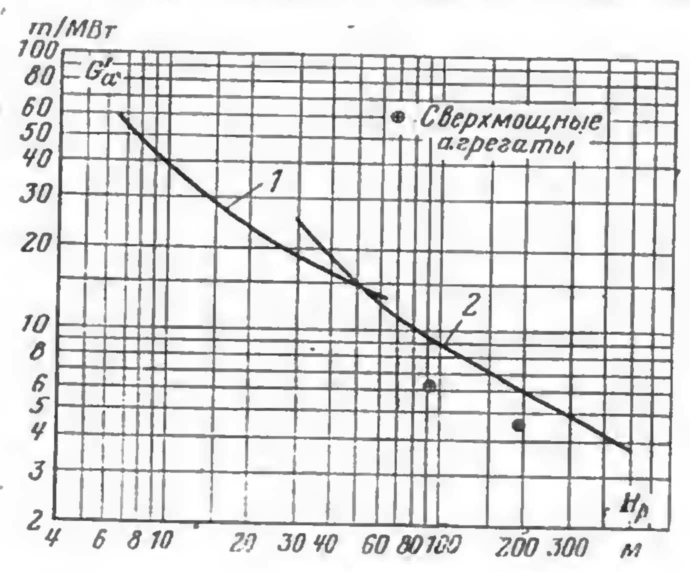


Рис. 6-4. Удельная металлоемкость гидроагрегатов.

1 — агрегаты с поворотнолопастными турбинами; *2* — агрегаты с радиально-осевыми турбинами.

Размеры дополнительных сборочных площадок определяются на основе технологической проработки одновременного монтажа требуемого количества агрегатов с учетом того, что на этих площадках должны производиться работы по сборке и испытанию деталей и механизмов турбины и генератора, а также некоторое время должен храниться

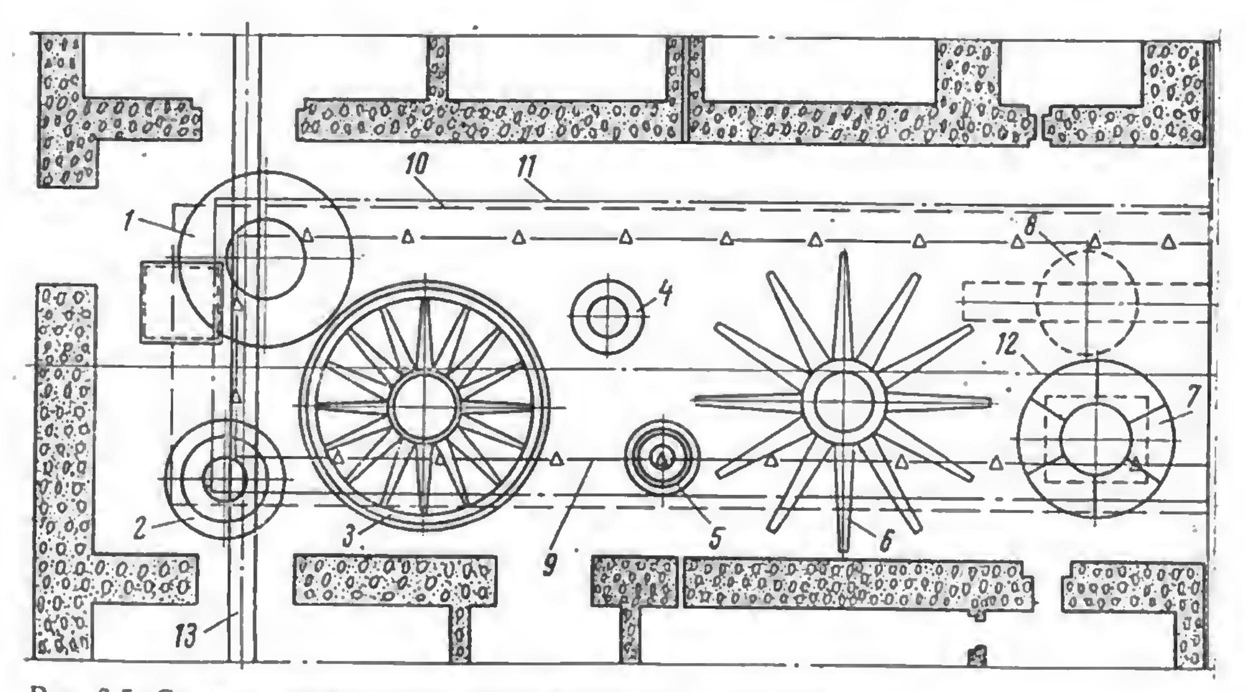


Рис. 6-5. Схема расположения оборудования на монтажной площадке.

1 — блок крышки турбины; *2* — опора подпятника; *3* — ротор генератора; *4* — подпятник; *5* — втулка ротора с валом; *6* — верхняя крестовина; *7* — рабочее колесо; *8* — место хранения траверсы кранов; *9* — зона большого крюка основного крана; *10* — зона монтажного крана; *11* — зона малого крюка основного крана; *12* — ось агрегатов; *13* — железнодорожный подъезд.

задел подготовленных к монтажу деталей, узлов и блоков. Монтажная и сборочные площадки соединяются железнодорожными путями с базой складирования и должны иметь подъезд для автотранспорта.

Вследствие небольших габаритов монтажных площадок машинного здания использование их в процессе монтажа должно быть тщательно организовано путем рационального размещения на них деталей и узлов агрегата на каждом этапе монтажных работ. С этой целью составляются схемы размещения деталей и узлов на монтажных площадках по отдельным этапам монтажа (рис. 6-5). На этих схемах, кроме расположения деталей, указываются также пределы действия крюков мостовых кранов, подъездные пути и электрические, воздушные и водяные магистрали. Такие же схемы следует составлять и для временных сборочных площадок.

Подача оборудования с базы в процессе монтажа должна производиться в таком порядке, чтобы была совершенно исключена возможность задержки монтажных работ вследствие несвоевременной подачи деталей. Излишняя и преждевременная подача оборудования также недопустима, так как оборудование может загромоздить площадку, что нарушит порядок работ. С целью правильной организации сборочных работ на монтажной площадке целесообразно разработать график подачи оборудования с базы, согласованный с графиком монтажных работ.

6-6. ПОДГОТОВКА ОБОРУДОВАНИЯ К МОНТАЖУ

Приемка оборудования в монтаж производится по внешнему осмотру без разборки его на узлы и детали. При этом проверяются:

комплектность оборудования по заводским спецификациям или отправочным и упаковочным ведомостям;

соответствие оборудования чертежам или проектным спецификациям;

отсутствие внешних повреждений или поломок, трещин, раковин и прочих видимых дефектов оборудования, а также состояние консервации деталей и узлов;

наличие и достаточность технической документации заводов-изготовителей, необходимой для производства монтажных работ.

По окончании осмотра оборудования приемка его в монтаж оформляется актом. Оборудование, поступившее в монтаж, подвергается разборке и ревизии лишь в объеме, предусмотренном заводскими техническими указаниями и инструкциями либо действующими техническими условиями на монтаж.

Оборудование, длительно хранившееся на складе, а также имеющее видимые дефекты консервации, должно быть подвергнуто ревизии с разборкой в объеме, необходимом для определения его пригодности к установке, выявления возникших дефектов и определения мер для их ликвидации. Разборке подлежит также и то оборудование, с которого нельзя снять консервирующие покрытия в собранном виде.

В процессе подготовки к монтажу детали и узлы оборудования очищаются от консервирующих покрытий, за исключением тех поверхностей, которые должны оставаться с защитными покрытиями согласно указаниям заводов-изготовителей.

Очистка от консервирующих смазок и покрытий может производиться различными растворителями или иными средствами и способами, не наносящими царапин и других повреждений на поверхностях деталей. Защитная смазка (пушечное сало, технический вазелин) может предварительно удаляться деревянными шпателями.

После удаления защитной смазки очищаемые поверхности должны сначала протираться чистой ветошью, смоченной растворителем, а затем вытираться досуха. С мелких деталей защитную смазку удобно

удалять путем погружения их в растворитель с последующей протиркой чистой ветошью. Внутренние полости деталей необходимо тщательно очищать.

Детали с лакокрасочными антикоррозионными покрытиями должны расконсервироваться с применением специальных растворителей. Покрытия, трудно смываемые растворителями, разрешается удалять медными или алюминиевыми скребками, а также шлифовальными машинками с кругами из материала, не наносящими царапин и рисок на поверхности детали.

Очищать детали из цветных металлов и пористые детали от консервирующей смазки щелочными растворами нельзя. Пользоваться воспламеняющимися растворителями, если на расстоянии менее 10 *м* производятся огневые работы, запрещается.

Гуммированные или защищенные специальными антикоррозионными покрытиями детали должны предохраняться от попадания на них растворителей.

При расконсервации оборудования особое внимание необходимо обращать на сохранность обработанных поверхностей деталей (шеек валов, плоскостей сопряжений и др.). После расконсервации поверхности деталей должны быть внимательно осмотрены и предохранены от коррозии и возможных повреждений.

Устранение дефектов и доукомплектование оборудования производятся заводом-изготовителем. Обнаруженные в процессе приемки, ревизии, монтажа и испытания дефекты и недостатки оборудования фиксируются актами монтажной организации с участием представителей заказчика и завода-изготовителя или его шеф-монтажного персонала. Акты передаются заказчику для предъявления соответствующих рекламаций заводу-изготовителю.

6-7. МОНТАЖНЫЕ СРЕДСТВА

Интенсивность и высокая производительность монтажных работ, а также качественность их выполнения могут быть обеспечены только применением достаточного количества монтажных средств. Основными видами их являются монтажные механизмы, энергетические ресурсы, материалы и инструменты. Вопросы обеспечения монтажа оборудования необходимым количеством монтажных средств должны быть проработаны в проекте производства монтажных работ.

Механизация монтажных работ. Основными средствами механизации монтажных работ являются эксплуатационные мостовые или козловые краны машинного здания. Применение этих кранов возможно только по окончании возведения бетонного массива здания и подкрановых конструкций. Поэтому постоянные краны обычно могут быть использованы лишь для монтажа рабочих механизмов агрегата и сборочных работ на монтажной площадке. Работы по установке закладных деталей турбины до готовности машинного здания выполняются чаще всего строительными кранами: башенными, портально-стреловыми и стреловыми самоходными (на железнодорожном, гусеничном и автомобильном ходу). Для сборочных работ на внешних сборочных площадках и базах складирования целесообразно применение козловых кранов.

При большом фронте монтажных работ постоянных кранов может быть недостаточно для обеспечения подготовительных и сборочных работ на монтажной площадке и подъемно-транспортных операций по монтажу рабочих механизмов на нескольких агрегатах. В таких случаях могут дополнительно устанавливаться временные краны меньшей грузоподъемности, располагаемые на подкрановых путях постоянных кранов либо на отдельных подкрановых путях. Количество и грузоподъемность временных кранов определяются интенсивностью работ и весом деталей и узлов, подлежащих укрупнительной сборке и транспортировке.

Общее количество кранов, требуемых для монтажа оборудования, может быть определено по формуле

$$n_к = \frac{tG}{T}, \qquad (6\text{-}4)$$

где $n_к$ — количество кранов;

t — затраты времени на монтаж 1 *т*, *ч/т*;

T — общая продолжительность монтажа оборудования, *ч*;

G — общий вес монтируемого оборудования, *т*.

При этом следует определять количество кранов раздельно для машинного здания, внешней площадки укрупнительной сборки и строительных кранов для монтажа закладных деталей турбин.

Затраты времени на монтаж оборудования постоянными кранами машинного здания по опытным данным можно ориентировочно принимать 0,5—0,6 *ч/т*, а строительными кранами — 0,7—0,8 *ч/т*.

Монтажные приспособления и устройства. Монтаж крупного гидроэнергетического оборудования вследствие его больших габаритов и весов, сложной конструкции и конфигурации деталей и узлов требует применения специальных сборочно-монтажных приспособлений и устройств для захвата деталей и блоков при транспортировке, для сборки, установки и выверки их, а также для других сборочно-монтажных операций. Такие приспособления необходимы и для выполнения заводских технологических операций, переносимых с заводов на монтажную площадку.

Некоторые из монтажных приспособлений и устройств являются общими для всех типов и конструкций гидроагрегатов, но большая часть их разрабатывается для каждого конкретного типа агрегата. В основном все приспособления и устройства изготовляются заводами и поставляются с оборудованием. Однако при составлении проекта производства монтажных работ выявляется часто еще ряд приспособлений и устройств, необходимых при данном способе монтажа, а также приспособлений и устройств больших габаритов, не требующих заводского изготовления. Эти приспособления изготовляются обычно на станции. Отдельные конструкции приспособлений и устройств приведены в соответствующих разделах, посвященных технологии монтажных работ.

Механизированные инструменты. На монтажных работах широко распространено применение механизированного инструмента с пневматическим и электрическим приводом: рубильные молотки, сверлильные машинки, шлифовальные машинки, гайковерты.

Условия работы пневматическими и электрическими инструментами практически одинаковы. Однако применение электрического инструмента более опасно из-за возможности поражения током при несоблюдении правил безопасности. Поэтому на монтажных работах применяют преимущественно пневматические инструменты.

Пневматические гайковерты предназначены для завертывания гаек и болтов диаметром до 160 *мм*. Применение гайковертов при монтаже гидроагрегатов не только повышает производительность труда, но и обеспечивает практически одинаковую степень затягивания гаек, а следовательно, и равные напряжения в болтах. Это преимущество особенно важно в ответственных болтовых соединениях валов агрегата, рабочего колеса турбины, обода генератора и других узлов агрегата.

Пневматические молотки являются ударным инструментом и применяются в основном для рубки и зачистки металла после сварки. Используются они также для затягивания гаек с помощью ключей, особенно в труднодоступных местах. В этих случаях ударник молотка передает ударно-вибрационную нагрузку на гайку через рукоятку ключа. Пневматические молотки широко применяются для дорновки отверстий стяжных шпилек и пазов под хвостовики полюсов в ободе ротора.

Пневматические сверлильные машинки выполняются ротационными и поршневыми. В монтажной практике применяют главным образом ротационные машинки, так как они при равной мощности имеют меньшие габариты и вес. Конструктивно сверлильные машинки выполняются угловыми и прямыми.

Пневматические шлифовальные машинки подразделяются на горизонтальные, имеющие горизонтальную ось вращения шлифовального круга, и вертикальные (торцевые) — с вертикальной осью вращения. Используются шлифовальные машинки на монтаже главным образом для зачистки неровностей и выступов в стыках деталей проточной части гидротурбин, выступающих сегментов обода ротора генератора.

Электрические сверлильные машинки работают от сети переменного или постоянного тока и состоят из электродвигателя и редуктора, понижающего скорость вращения шпинделя. Машинки эти рассчитаны на работу с перерывами, так как непрерывная длительная работа может привести к перегреву обмотки электродвигателя и к выходу его из строя.

Электрические шлифовальные машинки имеют то же назначение, что и пневматические. В практике монтажных работ широко применяются машинки с передачей от двигателя к шлифовальному кругу в виде гибкого вала. В зависимости от условий работы они снабжаются угловой сменной головкой с чашечным абразивным кругом или прямой головкой с плоским кругом.

Очистка металлических поверхностей от заусенцев, коррозии и старой краски, а также зачистка кромок металла под сварку могут производиться электрическими или пневматическими щетками, работающими специальной шарошкой или торцевой проволочной сеткой.

Монтажные энергетические ресурсы. Основными энергетическими ресурсами для монтажных работ являются электрическая энергия и сжатый воздух.

Электрическая энергия необходима для грузоподъемных механизмов, станков, механизированного инструмента, местного освещения, электросварочных работ, нагрева деталей при монтаже и других нужд. Расчет потребной мощности в электросети для монтажных работ можно производить по формуле

$$S_{м}=m_1\Sigma m_2 S_{п}, \qquad (6\text{-}5)$$

где $S_{м}$ — потребная мощность для монтажных работ, *квт*;
$S_{п}$ — мощность каждого отдельного потребителя, *квт*;
m_1 — коэффициент загрузки;
m_2 — коэффициент одновременности работы.

Коэффициент загрузки m_1 учитывает, что не все потребители работают при номинальной мощности или в расчетном режиме. Он может быть принят для всех случаев равным 0,8.

Коэффициенты одновременности работы механизмов m_2, учитывающие технологические простои, пусковые моменты электродвигателей, одновременность работы и другие условия, по опытным данным при расчетах могут быть приняты следующими:

Грузоподъемные краны	0,3
Двигатели отдельных лебедок	0,1
Станки механических мастерских и калориферы	0,6
Электросварочные аппараты	0,5
Электрические инструменты	0,3
Компрессоры	0,9
Местное освещение	0,6

Сжатый воздух требуется в основном для работы пневматического инструмента. Потребность в сжатом воздухе определяется по количеству работающего пневматического инструмента с учетом одновременности

его работы, увеличения расхода воздуха в связи с износом инструмента и потерь воздуха в подводящей сети. Требуемая производительность компрессорной установки ($м^3/мин$):

$$Q = k_1 k_2 k_3 \Sigma q_u, \tag{6-6}$$

где Σq_u — суммарный расход воздуха инструментами, $м^3/мин$;

k_1 — коэффициент одновременности работы инструментов (величина его приведена на рис. 6-6);

k_2 — коэффициент расхода воздуха в связи с износом инструментов, равный 1,1—1,2;

k_3 — коэффициент потерь воздуха в сети, принимаемый обычно 1,2—1,35.

Монтажные материалы, инструменты. Материалы, необходимые для заводских технологических операций, выполняемых на монтаже при сборке, проверке и установке деталей и узлов гидроагрегата (прокладочные, электроизоляционные, сварочные электроды и др.), обычно поставляются заводами-изготовителями. Монтажные материалы, требуемые для подготовки деталей и узлов к монтажу (обтирочные, смазочные и др.), для изготовления монтажных приспособлений и устройств, а также некоторый запас для технологических операций приобретаются монтирующей организацией в количестве, определяемом по соответствующим нормативам.

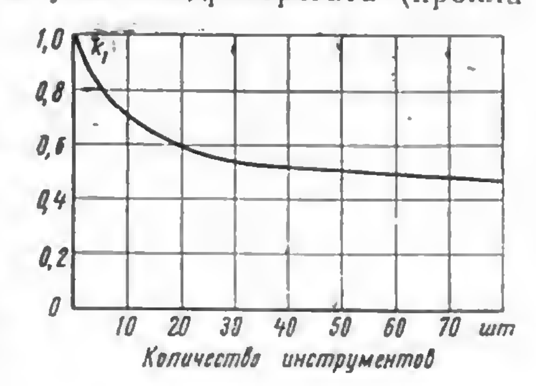


Рис. 6-6. Коэффициент одновременности работы пневматических инструментов.

Монтирующая организация должна иметь только оборудование, апаратуру и инструменты общего характера. Все специальное оборудование, инструменты и монтажно-сборочные приспособления, необходимые для выполнения заводских технологических и специфичных монтажно-сборочных операций, поставляются, как правило, заводами-изготовителями.

К оборудованию общего характера относятся компрессоры, электро- и газосварочные машины и аппаратура, такелажное и другое оборудование. Инструментами общего назначения являются пневматические и электрические инструменты, проверочно-измерительные инструменты и приборы, металлообрабатывающие и нарезные ручные инструменты, крепежные и другие виды инструментов.

Спецификация и количество оборудования и инструментов общего назначения, требуемых для выполнения монтажных работ, определяются по нормативам расхода их с учетом единовременной потребности соответственно количеству рабочих, занятых в смене, степени естественного износа и необходимого резервного фонда.

6-8. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ И ПРОМСАНИТАРИЯ

Основные положения. Комплекс специальных мероприятий по предохранению монтажного персонала от производственных травм и заболеваний должен быть предусмотрен проектом производства монтажных работ. Общие же мероприятия по технике безопасности и промсанитарии на строительстве гидроэлектростанции разрабатываются генеральной проектной организацией с привлечением субподрядных организаций.

Руководитель монтажа обязан до общего начала работ и систематически перед началом каждой монтажной операции проверять выполнение всех мероприятий по технике безопасности, предусмотренных проектом производства работ, и устанавливать их достаточность и надежность. В случае необходимости должны быть осуществлены дополнительные мероприятия с тем, чтобы все операции в процессе монтажных работ могли выполняться без опасности для работающих. Кроме того, организация монтажных работ и технология монтажных операций должны исключать всякую опасность их выполнения.

Необходимо помнить, что в условиях одновременного производства работ в машинном здании по сооружению самого здания, монтажу металлоконструкций, гидросилового и электротехнического оборудования, а также эксплуатации вводимых гидроагрегатов вопросы безопасных методов работ и предохранение работающих от возможных несчастных случаев приобретают особо важное значение.

Общие положения по технике безопасности установлены «Правилами техники безопасности для строительных и монтажных работ», и знание их инженерно-техническим персоналом обязательно. Запрещается допускать к руководству работами инженерно-технических работников, не прошедших проверку этих знаний. Проверка знаний Правил производится периодически не реже 1 раза в год и каждый раз при переходе инженерно-технического работника на другую должность.

Обязанности и ответственность инженерно-технического персонала. Ответственность за состояние охраны труда и промсанитарии на монтажном объекте несут начальник и главный инженер монтажной организации (монтажного управления, участка).

Основными обязанностями монтажного инженерно-технического персонала в части техники безопасности и промсанитарии являются:

надзор за правильным и безопасным производством монтажных работ и систематический контроль за соблюдением монтажным персоналом Правил техники безопасности и мероприятий по безопасному выполнению монтажных работ;

надзор за правильным и безопасным использованием монтажных механизмов и грузоподъемных средств;

обучение монтажного персонала безопасным методам производства монтажных работ.

Инженерно-технический персонал несет ответственность:

за невыполнение возложенных на них обязанностей по соблюдению техники безопасности и производственной санитарии;

за нарушение своими распоряжениями и действиями Правил техники безопасности и промсанитарии;

за несчастные случаи, происшедшие вследствие несоблюдения ими требований по технике безопасности и возложенных на них обязанностей.

Обучение безопасным методам работ. Безопасное выполнение монтажных работ может быть надежно обеспечено не только осуществлением специальных предупреждающих мероприятий соответствующей организацией и технологией монтажных операций, но прежде всего своевременным обучением работающих методом безопасного производства работ, а также систематическим контролем как за состоянием предупреждающих мероприятий, так и за выполнением работающими монтажных операций безопасными методами. Поэтому категорически запрещается допускать рабочих к выполнению каких-либо работ без предварительного обучения их способам безопасного производства. Обучение безопасным способам выполнения монтажных операций подразделяется на вводное обучение и инструктаж, проводимый на рабочем месте.

Предварительное вводное обучение проводится обычно по группам в течение 6—10 *ч* по программе: организация и технологический процесс монтажа гидроагрегата; условия безопасности работ по монтажу гидроэнергетического оборудования; правильная организация рабочих мест; требования техники безопасности по содержанию и пользованию инструментами, приспособлениями и грузоподъемными средствами; вопросы электробезопасности; первая помощь при несчастных случаях; обязанности и ответственность рабочего при выполнении правил техники безопасности. Результаты усвоения рабочими вводного обучения проверяются и фиксируются в протоколе.

Инструктаж в процессе работы должен производиться побригадно перед началом новой монтажной операции в следующем объеме: ознакомление с технологией монтажной операции; требования техники безопасности к правильной организации рабочего места применительно к данной монтажной операции; подготовка к работе; безопасные приемы выполнения операции; уборка и приведение в порядок рабочего места.

Основные требования по безопасным методам работ. Основными требованиями по организации выполнения монтажных работ безопасными методами являются следующие:

1. Рабочие места должны быть подготовлены с соблюдением правил по технике безопасности, установленных для выполняемой монтажной операции, хорошо освещены, а при недостаточности естественного света — обеспечены искусственным освещением. На всех опасных местах монтажа должны быть вывешены предупредительные плакаты и надписи.

2. Все строительные проемы в полу машинного здания и шахта турбины должны иметь надежные ограждения или должны быть перекрыты настилами.

3. Для выполнения работ на высоте более 1,5 *м* при невозможности или нецелесообразности устройства ограждений и подмостей рабочие должны быть снабжены предохранительными поясами, без которых к работе в указанных условиях они не допускаются. Рабочим должны быть заранее указаны места безопасного закрепления поясной цепи.

4. Не должно допускаться производство всякого рода работ одновременно в двух и более ярусах по одной вертикали при отсутствии между ними сплошного настила или других устройств, предохраняющих находящихся внизу рабочих от падения на них каких-либо предметов.

5. Работы при помощи пневматического или электрического инструмента, в том числе рубку и рассверловку на высоте более 1,5 *м*, следует выполнять с подмостей. Производство указанных работ с приставных лестниц запрещается.

К работе с механизированными (электрическими и пневматическими) инструментами допускаются только рабочие, прошедшие специальное обучение.

6. Инструменты и приспособления должны выдаваться рабочим в полной исправности и соответствовать характеру работы. Работать неисправными инструментами и приспособлениями не разрешается.

7. Подъемно-транспортные средства (краны и другие грузоподъемные механизмы, стропы, рымы) должны отвечать требованиям Госгортехнадзора, проверяться в необходимые сроки и иметь соответствующие таблицы, бирки и надписи об их грузоподъемности.

8. Управление грузоподъемными машинами с механическим приводом, а также зацепка и строповка грузов и подача сигналов могут быть поручены только аттестованным лицам. Подача сигналов должна производиться одним лицом (бригадиром, звеньевым).

9. Подъем тяжеловесного и крупногабаритного оборудования, а также подъем и перемещение оборудования в стесненных местах, тре-

бующих большой осторожности, допускаются только под непосредственным руководством производителя работ или мастера.

10. Для выверки высотного положения деталей при их установке следует применять только парные (встречные) клинья. Пользоваться одиночными клиньями запрещается во избежание их выскальзывания.

11. Освобождать домкраты из-под поднятого груза и переставлять их, а также снимать груз с крюка крана при установке разрешается только после надежного закрепления груза в поднятом или установленном положении.

12. Подмости для монтажных работ, устанавливаемые внутри облицовки конуса отсасывающей трубы, камеры рабочего колеса, статора турбины, и для других монтажных работ должны быть надежно закреплены и иметь сплошной настил. В случаях отсутствия внутренних настилов допускается производить работы только снаружи с сооружением необходимых подмостей.

13. Работы под рабочим колесом турбины по окончании установки его на место могут производиться только после закрепления колеса на подкладках или подвесках.

14. Запрещается производить подтяжку болтов фланцев механизмов и трубопроводов, находящихся под давлением.

Осмотр деталей и трубопроводов в процессе их гидравлических испытаний должен производиться только после снижения пробного давления до рабочего.

15. Совпадение болтовых отверстий в соединяемых деталях должно проверяться при помощи монтажных ломиков. Проверять совпадение отверстий пальцами запрещается.

16. Разборку и осмотр вращающихся деталей и узлов агрегата и механизмов системы направляющего аппарата, рабочего колеса турбины, а также все работы в камере турбины (в процесе пуска и наладки агрегата) разрешается производить только после остановки агрегата, освобождения напорного трубопровода от воды и закрытия затворов подводящей камеры турбины и напорного трубопровода. При этом направляющий аппарат должен быть закрыт и включен стопор его сервомотора. В случае значительной фильтрации воды через затвор и направляющий аппарат ротор генератора должен быть заторможен.

17. Во время работы агрегата запрещается производить осмотры, всякого рода ремонты и чистку вращающихся частей, а также прикасаться и подходить к электрическим выводам генератора.

18. Во всех случаях возникновения опасности для жизни или здоровья людей агрегат должен быть остановлен.

6-9. ОРГАНИЗАЦИЯ ТРУДА

Организация работы бригад и каждого рабочего является важным фактором, определяющим и решающим успешность выполнения отдельных монтажных операций и монтажа оборудования станции в целом. Она должна обеспечивать также высокую производительность труда и безопасность производства работ при высоком качестве их выполнения.

Состав бригад должен быть постоянным и правильно подобранным по квалификации и по количеству так, чтобы бригада могла обеспечивать законченное выполнение сборочных и монтажных работ по отдельным деталям и узлам или видам работ. Передача незаконченных работ другой бригаде при сменной работе не рекомендуется. Лучше в таких случаях разделить бригаду на сменные звенья. Количество рабочих в бригаде должно быть минимальным, необходимым для выполнения поручаемой монтажной операции в нужный срок. Бригады целесообразно создавать специализированными и закреплять по узлам или видам работ. Такое закрепление дает возможность бригаде накапливать опыт

и специализироваться на выполнении работ определенного характера, что приводит к повышению качества и ускорению монтажных работ.

Фронт работ для каждой бригады и рабочего должен быть достаточно большим с тем, чтобы не создавалось угрозы простоев по каким-либо причинам и рабочие имели возможность организовать и рационализировать свой труд. К началу работ бригада должна быть обеспечена всем необходимым для выполнения работ: рабочим местом, подготовленными деталями, инструментами, приспособлениями, материалами и пр. Сменное задание в соответствии с графиком работ и технологическим процессом монтажа следует выдавать бригаде заранее для того, чтобы бригада могла лучше подготовиться к выполнению задания.

При сдельной оплате труда, помимо сменного задания, рабочим должен быть выдан до начала работ наряд на выполнение задания с указанием стоимости работы и порядка ее оплаты. Наряды должны составляться на основании прогрессивных норм, стимулирующих повышение производительности труда. Обязанностью руководителя работ является повседневная проверка норм и замена устаревших или несоответствующих норм принятому методу производства работ.

Качество и интенсивность монтажных работ в значительной степени зависят также от того, насколько монтажный персонал знает конструктивные, технологические и эксплуатационные особенности монтируемого оборудования и принятые способы монтажа. Поэтому следует заранее ознакомить весь монтажный персонал с монтируемым оборудованием, его чертежами, способами выполнения монтажных работ и наиболее характерными и ответственными монтажными операциями. Основным содержанием этого ознакомления должно являться изучение технологии и безопасных способов выполнения слесарных и монтажных работ при сборке и установке в проектное положение каждой детали и узла агрегата.

До начала монтажа каждого отдельного узла агрегата руководитель работ должен подробно и тщательно проинструктировать бригады о характере, особенностях, нормах времени, рациональных и безопасных способах выполнения монтажной операции с тем, чтобы каждый рабочий знал характер, объем и нормирование работ и сроки их выполнения. Одновременно руководитель монтажа должен рекомендовать наиболее рациональную расстановку членов бригады по рабочим местам. В процессе выполнения монтажной операции следует производить дополнительный инструктаж одновременно с проверкой качества производимых работ. Окончательная приемка работ должна быть тщательной и требовательной, не допускающей незаконченности и некачественности выполнения.

6-10. УЧЕТ МОНТАЖНЫХ РАБОТ И ТЕХНИЧЕСКАЯ ОТЧЕТНОСТЬ

В процессе монтажа, испытаний и комплексного опробования основного гидроэнергетического оборудования следует вести журнал производства монтажных работ, в который заносятся:

краткая техническая характеристика оборудования с указанием поставщика;

фамилия, имя, отчество и должность технических руководителей монтажных работ, шеф-монтажного персонала завода-изготовителя и технического надзора заказчика;

основные этапы производства работ с указанием их начала и окончания;

дефекты оборудования и производства работ, выявленные в процессе монтажа, и принятые меры по их устранению;

записи о составлении формуляров и актов на производство отдельных монтажных операций и по контролю качества монтажных работ, а также на выявленные дефекты и их устранение;

соответствие выполненных скрытых работ проекту;

все распоряжения и указания технических руководителей монтажа и технадзора.

Исполнительная техническая документация по монтажу гидроагрегатов, составляемая в виде формуляров, протоколов и актов, имеет основным назначением фиксацию качественных показателей выполнения монтажных работ и состояния оборудования (сборки и установки деталей, узлов и механизмов, испытаний и наладки отдельных элементов и агрегата в целом). Эта документация составляется на детали и виды работ, проверяемые в соответствии с техническими условиями на монтаж, указаниями и инструкциями заводов-изготовителей, и должна содержать величины размеров, весов и других проверяемых параметров, полученные при сборке и установке деталей и узлов или в процессе испытаний, допускаемые и фактические отклонения этих величин или размеров от проектных.

Формуляры представляют собой исполнительные эскизы смонтированных деталей и узлов с размерами, определяющими правильность сборки и установки монтируемого оборудования и подлежащими проверке.

В протоколах производится запись результатов испытаний и проверок состояния и действия отдельных узлов и механизмов агрегата в процессе монтажа, наладки и пусковых работ.

Акты являются двусторонним документом на сдачу — приемку деталей и узлов под бетонирование (акты скрытых работ), в эксплуатацию или на хранение, а также на обнаруженные дефекты.

Оформление исполнительной технической документации должно производиться монтирующей организацией совместно с представителями завода-изготовителя и заказчика по каждому агрегату отдельно одновременно с окончанием соответствующих операций с тем, чтобы к моменту сдачи агрегата во временную эксплуатацию вся исполнительная техническая документация была надлежащим образом заполнена и оформлена.

Перечень и формы исполнительной технической документации устанавливаются в процессе разработки проекта производства работ в зависимости от конструктивных типов турбин и генераторов, их габаритов и мощности, требований технических условий на изготовление и монтаж и дополнительных указаний заводов-изготовителей.

Технический отчет по монтажу основного энергетического оборудования гидроэлектростанций составляется по материалам первичной технической документации на каждый агрегат отдельно после ввода его в эксплуатацию. Отчет должен характеризовать условия и процесс монтажа и представлять собой пояснительную записку с приложением графических материалов и фотографий. В пояснительной записке должны содержаться следующие данные:

краткая энергетическая и конструктивная характеристика оборудования с указанием весов агрегата, отдельных механизмов, узлов и основных деталей; замечания по комплектности поставки оборудования;

наличие и качество заводской технической документации, проектов производства монтажных работ и др.;

грузоподъемные механизмы, используемые при монтаже, характеристика и оценка их работы; применение новых монтажных и такелажных приспособлений и устройств;

вопросы блочности при монтаже; количество и веса блоков, сборка, транспортирование и монтаж их, монтажные и сборочные площадки;

технологический процесс монтажа оборудования проектный и фактический;

описание новых передовых способов работ, примененных при монтаже оборудования;

характер совмещения строительных и монтажных работ;

количество ИТР и рабочих по квалификациям на отдельных этапах монтажа; затраты труда по монтажу агрегатов и отдельных узлов, общие и по квалификациям;

сводка стоимости выполненных монтажных работ по агрегатам;

сводка заводских дефектов оборудования; трудозатраты по устранению этих дефектов и стоимость их устранения;

полученные характеристики гидроагрегата (мощность, гарантии регулирования) в процессе приемо-сдаточных испытаний при вводе агрегата в эксплуатацию;

общие выводы по монтажу гидроэнергетического оборудования станции;

графические материалы: чертежи общего вида гидроагрегата (разрезы); графики монтажных работ, директивные и исполнительные; фотографии и схемы основных характерных операций по сборке и монтажу гидроагрегатов и вспомогательного оборудования; эскизы и чертежи новых сборочных и монтажных приспособлений, устройств и инструментов.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ОБЩИЕ ВИДЫ МОНТАЖНЫХ РАБОТ

7-1. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ РАБОТЫ

В связи с большими габаритами деталей, узлов и блоков гидроагрегатов подъемно-транспортные работы при монтаже их требуют тщательной организации, подготовки и выполнения, а также высокой квалификации такелажного персонала. Руководитель монтажа должен хорошо знать подъемно-транспортные работы и уметь осуществлять руководство непосредственным выполнением этих работ, особенно при сборке и установке наиболее ответственных деталей и узлов: рабочих колес, статоров и роторов генераторов и др.

В настоящей главе рассмотрены только общие подъемно-транспортные операции, характерные для монтажно-сборочных работ по гидроагрегатам. Специальные же указания по подъемно-транспортным операциям с отдельными деталями и узлами гидроагрегатов приводятся в соответствующих разделах технологии монтажных работ.

Основными подъемно-транспортными операциями при монтаже гидроагрегатов являются строповка детали или узла (закрепление к крюку крана), подъем, горизонтальное перемещение и установка на место, а также кантовка (поворот в вертикальной плоскости).

Строповка представляет собой операцию по закреплению детали или узла к крюку подъемного механизма с помощью троса (стропа) или специальных захватных приспособлений и устройств. Правильная строповка позволяет осуществлять удобный, быстрый, надежный и безопасный подъем, транспортировку и установку детали на место.

При строповке должно быть обеспечено определенное и постоянное положение детали в пространстве в процессе подъема и горизонтального перемещения. Место крепления стропов или захватных устройств к детали должно быть расположено выше центра ее тяжести, а центр тяжести детали должен находиться на одной линии с вертикальной осью

крюка крана. Пример строповки несимметричной сегментной детали показан на рис. 7-1 и кольцевой симметричной детали — на рис. 7-2.

Все стропы, захватные устройства и соединительные траверсы после изготовления или ремонта должны подвергаться испытанию в течение не менее 10 *мин*: стропы — нагрузкой, превышающей вдвое их номи-

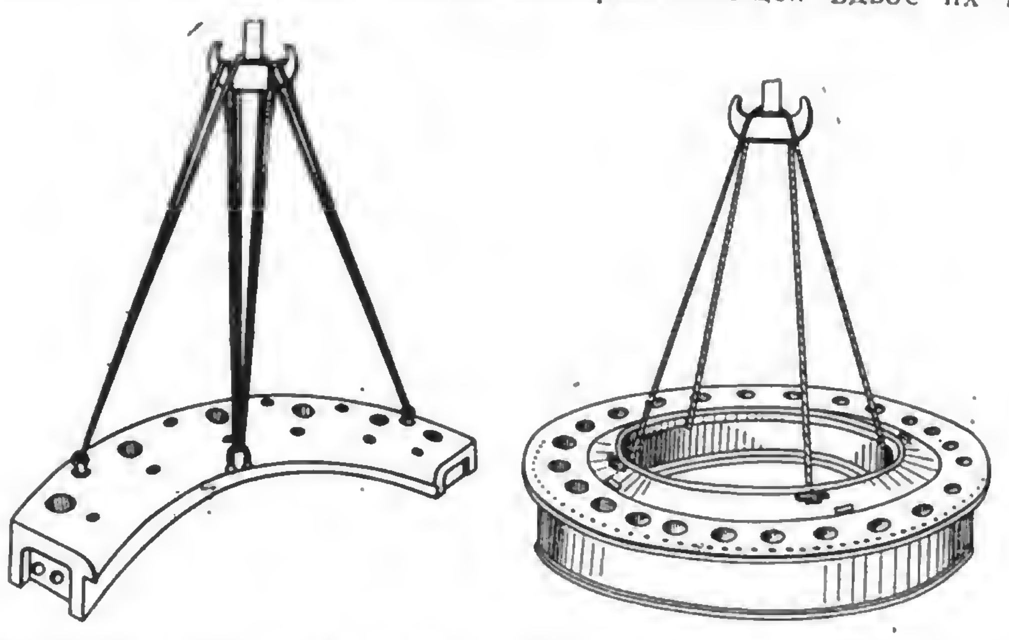


Рис. 7-1. Схема строповки несимметричной детали.

Рис. 7-2. Схема строповки симметричной детали.

нальную грузоподъемность, а захватные устройства и траверсы — нагрузкой, превышающей номинальную на 25%. Периодически в процессе работы стропы и захватные устройства должны осматриваться ответственным лицом.

Присоединение деталей к крюку крана с помощью стропов не всегда возможно из-за чрезвычайно больших весов деталей. Поэтому

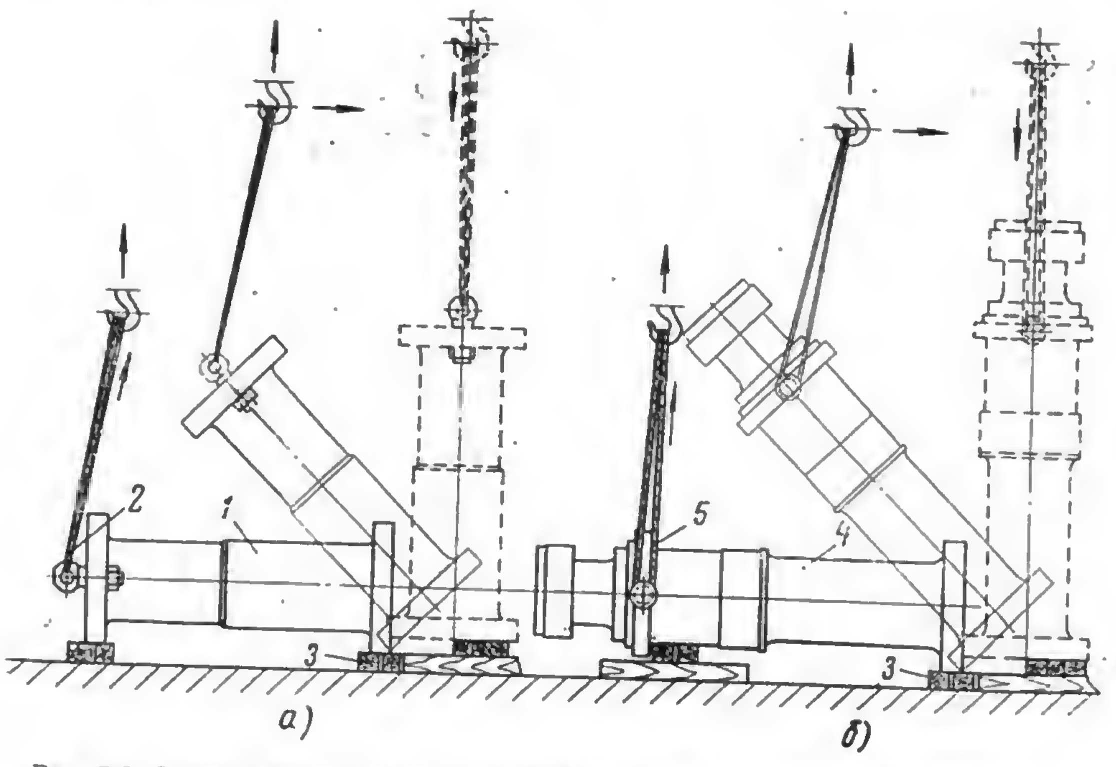


Рис. 7-3. Схема кантовки вала в вертикальное положение одним краном.

а — кантовка вала турбины; *б* — кантовка вала генератора; *1* — вал турбины; *2* — проушина для захвата вала; *3* — деревянные подкладки; *4* — вал генератора; *5* — хомут для захвата вала.

при монтаже гидроагрегатов широко распространено применение специальных захватных устройств: для подъема рабочего колеса и валов, для кантовки втулки рабочего колеса и сегментов статора генератора, для подъема статора и ротора генератора, верхней крестовины и др. Большая часть таких устройств поставляется заводами-изготовителями, а некоторые изготовляются на монтаже.

Кантовка, вызываемая необходимостью поворота деталей из горизонтального в вертикальное положение (валы вертикальных турбин и генераторов) или полного поворота на 180° (втулки рабочих колес пово-

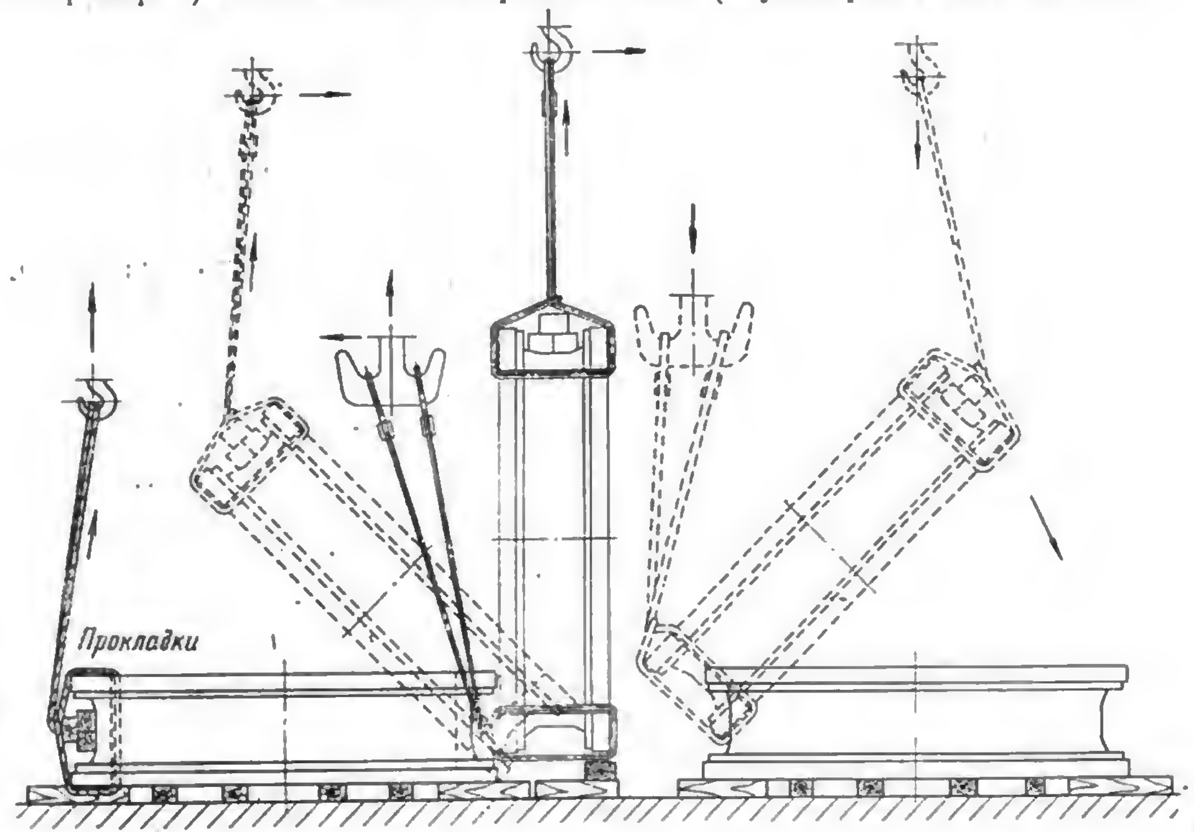


Рис. 7-4. Схема кантовки детали двумя кранами.

ротнолопастных турбин и др.), производится вне кратера агрегата на монтажной или сборочной площадке. Обычно детали кантуются поворотом их на соответствующих подкладках через грань (рис. 7-3). Кантовать детали следует только по ходу тележки крана или его моста с одновременным перемещением его крюка за деталью так, чтобы крюк все время находился в вертикальном положении и не оттягивался в сторону. Удобно и надежно можно кантовать детали на весу с помощью двух крюков одного крана или двух кранов (рис. 7-4), учитывая при этом, что грузоподъемность малого крюка должна быть более нагрузки на него от веса детали в самом невыгодном ее положении.

Подъем и перемещение крупных деталей и узлов (рабочие колеса, крышки турбин, валы, статоры и роторы генераторов, нижние и верхние крестовины и др.) должны выполняться в строгом соответствии с проектом производства монтажных работ или указаниями заводов-изготовителей и под непосредственным руководством производителя работ или мастера.

Подъем деталей больших весов производится обычно двумя кранами с помощью специальной траверсы, соединяющей краны и распределяющей нагрузку между ними. Для того чтобы отдельные сечения траверсы не были перегружены из-за неравномерности подъема крюков, необходимо обязательно осуществлять шарнирное присоединение детали к траверсе и траверсы к крюкам. Перемещение тележки и мостов крю-

ков должно быть равномерным и одновременным, а положение траверсы — горизонтальным.

Для кантовки, а также для подъема и транспортировки деталей возможно использование двух крюков одного крана или двух кранов разной грузоподъемности. В таких случаях необходимо учитывать, что крюки одного крана имеют разные грузоподъемности и скорости подъема. При работе с соединительной траверсой вес детали и траверсы может быть равен суммарной грузоподъемности обоих крюков, но точка подвеса детали должна находиться на расстоянии, обратно пропорциональном грузоподъемности крюков.

Для более быстрого выполнения подъемно-транспортных работ на монтажных и сборочных площадках удобно иметь таблицу допускаемых грузоподъемностей стропов, рым-болтов, скоб и других захватных приспособлений, применяемых в процессе монтажа, по которой и следует выбирать необходимые захватные устройства.

Установку детали в заранее подготовленное проектное или сборочное положение необходимо производить осторожно и плавно, без удара. До снятия с крюка крана и со стропов установленные детали и узлы должны находиться в надежном устойчивом положении или быть принудительно закрепленными на месте установки.

В процессе сборки и монтажа иногда приходится перемещать детали и узлы в горизонтальной или наклонной плоскости без применения кранов — такелажным способом. Перемещения могут производиться как по железнодорожным путям, так и непосредственно по земле или по снегу на полозьях либо на катках. Тяговые усилия для перемещения деталей в таких случаях создаются лебедками или другими средствами. Величины тяговых усилий, необходимых для перемещения детали, могут быть выбраны в зависимости от способа перемещения по табл. 7-1.

Таблица 7-1

Величины тяговых усилий при перемещении деталей и узлов такелажным способом

Виды перемещений	Тяговое усиление, *тс*, при весе груза, *т*							
	3	5	10	15	20	30	40	50
Перемещения в горизонтальной плоскости								
На санях со стальными полозьями								
по земле	1,3	2,1	4,2	6,3	8,4	—	—	—
по снегу	0,3	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0
На стальных катках								
по земле	0,08	0,13	0,25	0,38	0,50	—	—	—
по снегу	0,06	0,10	0,20	0,30	0,40	0,60	0,80	1,0
По железнодорожным путям	0,05	0,08	0,20	0,60	0,44	0,75	0,90	1,05
Перемещения в наклонной плоскости								
На стальных катках и по железнодорожным путям при угле наклона плоскости								
5°	0,3	0,5	1,1	1,7	2,2	3,3	4,4	5,4
10°	0,6	1,0	1,9	2,9	3,8	5,8	7,7	9,6
15°	0,8	1,4	2,8	4,3	5,6	8,6	11,3	14,1

Примечания: 1. Тяговые усилия указаны при движении груза; для выведения груза из состояния покоя тяговое усилие следует принимать на 20—25% выше. Усилия даны для катков диаметром 108 *мм*.

2. В тяговых усилиях для перемещения по железнодорожным путям учтен вес платформы необходимой грузоподъемности.

7-2. СЛЕСАРНО-ПОДГОНОЧНЫЕ ОПЕРАЦИИ

Слесарные работы, выполняемые при монтаже гидроагрегатов, заключаются в основном в подгоночной обработке деталей, что объясняется как особенностями индивидуального изготовления гидротурбин и гене-

раторов, так и незаконченностью слесарно-сборочных операций на заводе. Основными видами слесарно-сборочных операций являются: резание, рубка и опиловка металла, шабровка, шлифовка и притирка поверхностей деталей, сверление и развертывание отверстий, нарезание и прогонка резьбы.

Резание металла может выполняться ножницами, ножовками, газовыми резаками, зубилами ручными и механизированными. При газовом резании листового металла рекомендуется применять приспособления, поддерживающие и направляющие резак, с помощью которых получается чистая и ровная поверхность реза, не требующая последующей зачистки.

Рубка и опиловка применяются при подгонке сопрягаемых деталей, а также для снятия заусенцев, неровностей и разных дефектов поверхностей. Рубка производится зубилами, крейцмейселями ручными и механизированными, а опиловка — напильниками различной насечки. Зачистка неровностей поверхностей может производиться механизированными шлифовальными машинками.

Шабровка применяется для получения требуемой по условиям работы точности размеров или плотности прилегания сопрягаемых поверхностей. Она является наиболее точным способом ручной обработки и заключается в соскабливании шабером тонких слоев металла для получения более ровной поверхности. Толщина стружки, снимаемой при шабровке, в зависимости от силы нажатия и твердости металла может составлять от 0,005 до 0,01 *мм*. При монтаже гидроагрегатов шабровка применяется в основном для погонки вкладышей подшипников и сегментов подпятников.

Для достижения герметичности соединения или увеличения поверхности контакта сопрягаемых деталей широко применяются шлифовка и притирка поверхностей деталей, в частности арматуры трубопроводов, деталей регуляторов, дисков подпятников и др. Притирка деталей из черных и цветных металлов чаще всего производится с помощью специальной пасты, изготовляемой обычно трех сортов: тонкой, средней и грубой.

Сверление или развертывание отверстий в монтажной практике наиболее часто применяется для фиксации собранных или установленных на место деталей путем постановки контрольных шпилек и штифтов. Развертывание производится для окончательной точной обработки отверстий при постановке соединительных припасованных болтов, а также для достижения соосности отверстия, проходящего через несколько деталей. Толщина снимаемого при развертывании металла может составлять 0,005—0,2 *мм*. Сверление и развертывание производятся обычно с помощью пневматических сверлильных машинок.

7-3. СБОРОЧНЫЕ РАБОТЫ

Виды сборок. Сборки деталей и узлов агрегата в зависимости от веса, габаритов и жесткости конструкций, а также от методов монтажных работ может производиться на заводе-изготовителе, на монтажной или сборочной площадке и на месте установки (в проектном положении).

Детали и узлы с размерами, не превышающими пределов железнодорожных габаритов, целесообразно собирать полностью на заводе и поставлять на строительство станции в собранном виде. Негабаритные детали и узлы достаточной жесткости могут предварительно укрупняться на монтажных и сборочных площадках (рис. 7-5). Максимальные веса и габариты таких укрупненных узлов должны определяться грузоподъемностью кранов и возможностью транспортировки собранного

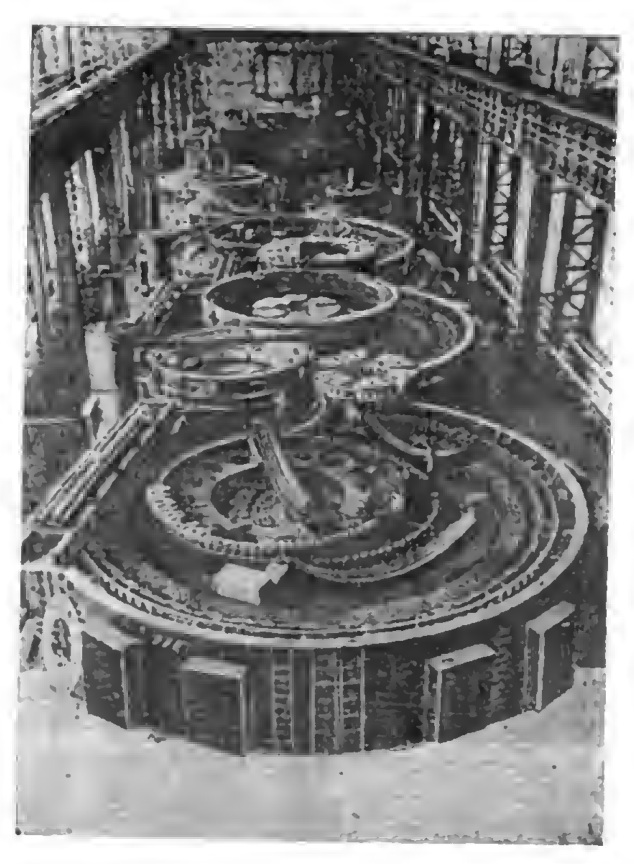


Рис. 7-5. Укрупнительная сборка узлов на сборочной площадке.

узла к месту установки. Крупные детали недостаточной жесткости собираются обычно непосредственно на месте установки.

По назначению и технологии выполнения сборку деталей и узлов крупных гидроагрегатов при изготовлении и монтаже можно разделить на три основных вида: контрольную, укрупнительную и контрольно-укрупнительную.

Контрольная сборка деталей, узлов и агрегата в целом является чисто заводской операцией по проверке правильности изготовления деталей и их сопряжения с целью довести до минимума подгоночные работы на монтаже.

На заводе в обязательном порядке должна производиться полная контрольная сборка первой турбины гидроэлектростанции. В этом случае на остальных турбинах может производиться только контрольная сборка следующих узлов с проверкой и подгонкой сопряжений соприкасающихся элементов: рабочего колеса с валом и уплотнениями, направляющего подшипника с валом, направляющего аппарата на своем статоре. Необходимость полной контрольной сборки остальных турбин заказа определяется по результатам контрольной сборки первой турбины. По окончании подгонки, сборки и проверки всех узлов и сопряжений агрегат или узел маркируется, разбирается и отправляется на строительство.

Укрупнительная сборка деталей и узлов является чисто монтажной операцией, повторяющей заводскую контрольную сборку. Никаких подгоночных работ при этом не должно требоваться. По окончании сборки узел устанавливается в проектное положение.

Укрупнительно-контрольная сборка узлов, наиболее объемная и распространенная на монтаже, является контрольной сборкой в монтажных условиях с минимальным выполнением подгоночных работ и последующей установкой тех узлов, контрольная сборка которых по технологическим условиям невозможна (статор и ротор генераторов, разъемные рабочие колеса радиально-осевых турбин и др.).

Основными видами соединения деталей между собой при сборке являются разъемные — болтовые и неразъемные — электросварные. Неразъемные заклепочные соединения в гидроэнергомашиностроении в настоящее время практически не применяются.

Болтовые соединения узлов и деталей осуществляются с помощью черных, получистых и припасованных чистых болтов и шпилек. В наиболее ответственных соединениях (валов турбины и генератора, вала турбины с рабочим колесом и др.) устанавливаются индивидуально подогнанные болты.

Насильственная сборка неточно выполненных деталей, вызывающая изменение формы и размеров их или создающая дополнительные внутренние напряжения в материале детали. не допускается. В этих случаях необходимо произвести подгонку сопрягаемых деталей (рассвер-

лить отверстия, подрубить, опилить или подшабрить поверхности и т. п.) или заменить детали другими.

Затягивание гаек болтов небольшого диаметра производится нормальными односторонними или двусторонними гаечными ключами. Для затягивания гаек крупных болтов применяют укороченные накидные ключи, поворот которых производится ударами кувалды либо пневматического молотка. На рис. 7-6 показано затягивание гаек в неудобном месте с помощью специального накидного ключа-звездочки ударами пневматического молотка. При затягивании гаек должна быть исключена возможность перекоса соединения и разности напряжения в болтах. В случаях сборки фланцевых соединений или крышек это условие обеспечивается перекрестным затягиванием гаек вначале слабо, а затем окончательно. Плотность соединения деталей проверяется щупом.

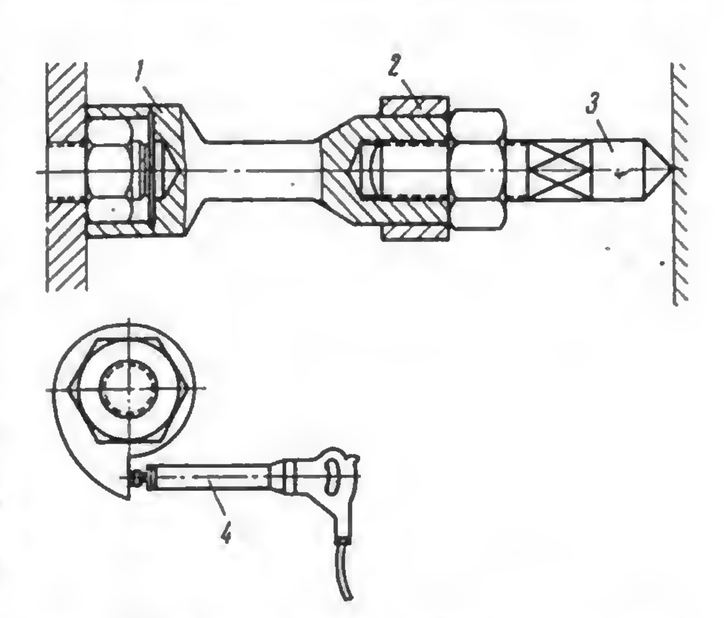


Рис. 7-6. Затягивание гаек ключом-звездочкой.
1 — торцевой ключ, 2 — ключ-звездочка; 3 — распорный болт; 4 — пневматический молоток.

Для предотвращения возможности смещения в работе деталей друг относительно друга по окончании сборки и возможности повторения сборки при последующих ремонтах применяется установка контрольных штифтов и шпилек. После сборки узла или агрегата в целом взаимное положение отдельных наиболее ответственных деталей и механизмов, кроме того, должно быть зафиксировано монтажными метками, наносимыми керном или насечкой зубилом на видном месте. Эти метки дают возможность производить правильно повторную сборку деталей и узлов при ревизиях и ремонтах агрегатов в процессе эксплуатации.

Затягивание ответственных болтовых соединений. В ответственных болтовых соединениях гидроагрегатов особенно важно, чтобы соединения имели достаточную прочность и плотность, болты работали с практически одинаковыми напряжениями и соединение не ослаблялось и не расстраивалось в процесе работы агрегата. Такими соединениями являются: в поворотнолопастных турбинах — соединение рабочих лопастей с цапфами, крышки рабочего колеса с втулкой и с валом, в радиально-осевых турбинах — соединение частей рабочего колеса и рабочего колеса с валом, в генераторах — присоединение спиц ротора к втулке, соединения секторов статора, присоединение лап верхней крестовины к центральной ее части, соединение вала генератора с валом турбины. Для всех перечисленных соединений применяются чистые припасованные болты или шпильки, которые перед установкой на место во избежание задиров на болте или в отверстии обычно смазываются ртутной мазью.

Требования эксплуатационной надежности болтового соединения могут быть обеспечены созданием и проверкой достаточной прочности соединения, равномерностью затягивания гаек и предупреждением самоотвертывания их при работе агрегата.

Прочность соединения достигается соответствующим затягиванием гаек, что при больших диаметрах болтов является тяжелой операцией. В монтажной практике затягивание гаек производится вручную

и механическими гайковертами разных систем. Может быть применено затягивание гаек с помощью крана. В этом случае для ограничения затягивающего усилия между краном и гайкой должен быть встроен динамометр. Для затягивания гаек фланцевых соединений валов и крышки рабочего колеса поворотнолопастных турбин применяется специальный мощный пневмогидравлический ключ, работа с которым показана на рис. 7-7.

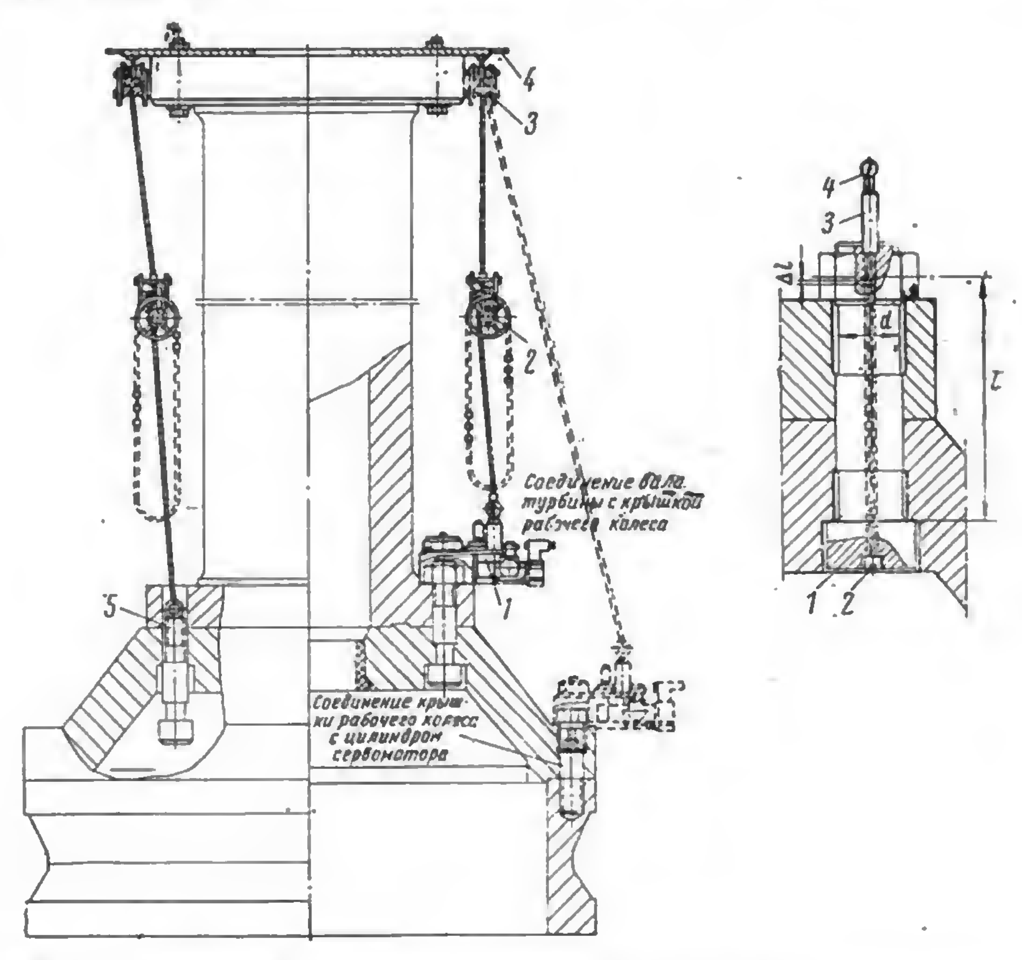


Рис. 7-7. Затягивание гаек пневмогидравлическим ключом.

1 — пневмогидравлический ключ; 2 — таль; 3 — поддерживающий диск; 4 — монорельс; 5 — заводка болта.

Рис. 7-8. Проверка затягивания гаек по удлинению болта.

При затягивании гаек важно, чтобы усилия, прилагаемые к ключу, были достаточными для получения прочного соединения, но не создавали в теле болта напряжений, превышающих допускаемые. Независимо от способа затягивания достаточность усилия и равномерность затягивания гаек могут быть определены по величине удлинения тела болта после затягивания.

Удлинение металла при растяжении в пределах упругости следует закону Гука и равно:

$$\Delta l = l \frac{\sigma}{E}, \tag{7-1}$$

где Δl — удлинение, *мм*;

l — рабочая длина болта, *мм*;

σ — допускаемое проектом напряжение, *кгс/см²*;

E — модуль упругости, *кгс/см²*.

Пользуясь этим уравнением, можно определить удлинение, которое каждый болт должен получить после затягивания для создания прочного надежного соединения.

Замеры удлинения болтов производятся с помощью устройства (рис. 7-8), состоящего из стержня *2*, ввернутого в болт *1*, индикаторной подставки *3* и индикатора *4*. При затягивании болта должно происходить растяжение его и расстояние между стержнем, не подвергающимся растяжению, и штифтом индикатора будет увеличиваться. Увеличение этого расстояния и является удлинением болта. Затягивание гайки прекращают, как только величина удлинения достигнет заданного значения.

Проверка удлинения болтов при затягивании может производиться также по углу поворота гайки, при котором болт должен растянуться на требуемую величину удлинения. Величина необходимого поворота гайки вычисляется по шагу резьбы гайки и предварительно определенной требуемой величине удлинения болта. Если шаг резьбы, соответствующий повороту гайки на 360°, равен a (*мм*), то необходимое удлинение болта будет создаваться поворотом гайки на $\alpha°$, и тогда

$$\alpha^{\circ} = \frac{\Delta l}{a} \cdot 360^{\circ}. \tag{7-2}$$

Затягивание гаек и проверка их поворота производятся в следующем порядке. Вначале устанавливается несколько болтов, и соединение плотно затягивается. Затем устанавливаются все остальные болты и свободно затягиваются с помощью ключа от руки, и индикаторным глубиномером замеряется и записывается глубина отверстия каждого болта от верхнего кольца болта до головки стержня, ввернутого внутри болта. Все установленные болты равномерно затягиваются ударами кувалды до начала удлинения болта, после чего с помощью шаблона наносят риски на гранях гаек и фланцев согласно необходимому повороту гаек. По окончании разметки все гайки окончательно затягиваются по нанесенным рискам.

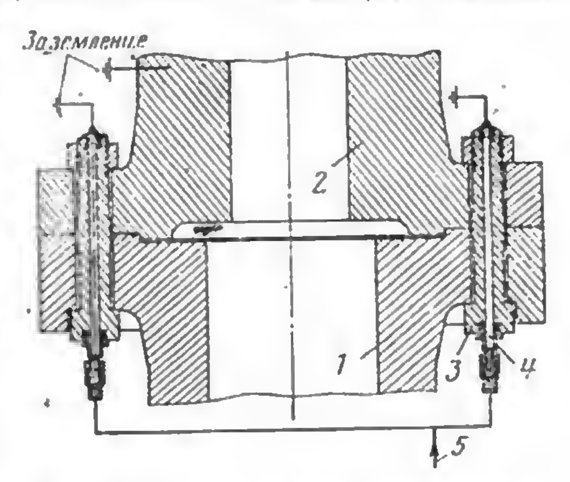


Рис. 7-9. Схема нагрева болтов при проверке их затягивания по углу поворота гайки.

1 — вал турбины; *2* — вал генератора; *3* — болт; *4* — нагреватель; *5* — подвод электрического тока.

Затягивание гаек с проверкой удлинения по углу поворота их может производиться с нагревом тела болта. Процесс предварительного затягивания гаек осуществляется так же, как и в случае затягивания их в холодном состоянии, но перед окончательным затягиванием тело болтов подогревается. Для этого противолежащие гайки последовательно отвертываются на один оборот и под гайку или головку болта в зависимости от места подогрева подкладывается шнуровой или листовой асбест. Нагрев производится с торца болта бензорезом или газовой горелкой до температуры 550—600 °С постепенно в течение не менее 15 *мин*. При этом необходимо следить, чтобы температура у корня головки болта не превышала 350—400 °С. После нагрева дается выдержка в течение 15 *мин*, а затем гайки затягиваются до совпадения намеченных рисок.

В последнее время начал применяться более технологичный способ затягивания гаек ответственных соединений с подогревом их карборундовыми нагревателями по схеме, приведенной на рис. 7-9. Выполнение работ в этом случае должно производиться в строгом соответствии с правилами безопасности по электромонтажным работам, и с учетом

того, что температура болтов при нагреве может достигать значительной величины.

Процесс затягивания таким способом осуществляется в следующем порядке. Прежде всего заземляются болты и вал, а также обеспечивается надежная изоляция проводящих проводов и всей электрической схемы. После плотного соединения фланцев несколькими болтами устанавливаются свободно все остальные болты с покрытием их резьбы графитовой смазкой. Затем последовательно в перекрестном порядке производится холодное затягивание всех гаек усилием одного человека с рычагом длиной 1 *м* и размечается на фланце необходимый угол поворота гайки.

По окончании предварительного затягивания всех гаек в центральные отверстия двух противолежащих болтов устанавливаются карборундовые нагреватели. При этом между нагревателем и болтом не должно быть контакта. Собирается электрическая схема, и дросселем регулируется в каждом нагревателе сила тока в 60 *а*. Затем производится нагрев болтов в течение 15—25 *мин*, после чего ток отключается, а нагреватели перестанавливаются в следующую пару болтов. Более точное время нагрева болтов определяется при заводских испытаниях затягивания болтов данной турбины. Гайки нагретых болтов поворачиваются ключом от руки на 50° с контролем по риске. После первого поворота всех гаек операция повторяется, и гайки вновь поворачиваются еще на 50°. При демонтаже гайки предварительно нагреваются в том же порядке в течение 20—25 *мин*.

Надежность работы болтового соединения зависит также от тщательности закрепления гаек и головок болтов с целью предохранения их от самоотвертывания в процессе эксплуатации агрегата. Болты небольших диаметров закрепляются обычно с помощью шайб различной конструкции. Закрепление же гаек и головок болтов больших диаметров производится, как правило, точечной приваркой головок болтов и гаек к сопрягаемым поверхностям.

Сварочные соединения в конструкциях гидроагрегатов применяются в основном при сборке металлических облицовок (спиральных камер, отсасывающих труб, шахт турбины и др.). В настоящем разделе приводятся только указания общего характера, так как основные сведения по технологии сварочных работ и методам их контроля содержатся в соответствующих курсах сварочных работ.

Сварочные работы должны производиться по заранее разработанному технологическому процессу, устанавливающему последовательность сборочно-сварочных работ, способы сварки, диаметры и марки электродов, порядок наложения швов и режимы сварки, методы проверки выполнения швов и другие требования. Соблюдение принятого технологического процесса должно систематически контролироваться.

Ответственные сварочные работы следует производить под руководством лица, имеющего специальную техническую подготовку. Сварка металлических облицовок должна выполняться электросварщиками, прошедшими испытания и имеющими удостоверения, устанавливающие их квалификацию и характер работ, к которым они допускаются.

Кромки деталей, подлежащие сварке, и прилегающие зоны металла шириной не менее 20 *мм* перед сваркой должны быть очищены до чистого металла от заусенцев, шлака, окалины, наплывов металла, краски, ржавчины, масла, влаги и пр. При этом продукты очистки не должны оставаться в зазорах между собранными деталями.

Для исключения возможности взаимного смещения и коробления при сварке соединяемые детали в процессе сборки закрепляются с помощью зажимов, клиньев и другими способами. При сборке должны быть проверены:

зазоры по кромкам соединения, которые должны быть разномерными и соответствовать проектной величине;

совпадение поверхностей соединяемых встык элементов одинаковой толщины или соблюдение проектного превышения одной поверхности над другой;

правильность угла скоса соединяемых кромок металла.

Проверка качества выполненных швов сварных соединений производится путем контроля наружных и внутренних дефектов швов и контроля непроницаемости (плотности) соединений. Контроль наружных и внутренних дефектов сварных швов и околошовной зоны в зависимости от вида и назначения сварки может выполняться следующими способами: внешним осмотром и измерениями, технологическими пробами, исследованиями макроструктуры, контролем магнитным порошком и рентгено- или гаммаграфированием.

Внешний осмотр сварных швов производится с целью выявления следующих наружных дефектов: непроваров, наплывов, незаваренных кратеров, подрезов, трещин в швах и зоне термического влияния, смещения свариваемых элементов, а также для проверки формы и размеров сварных швов. Осмотр сварных швов производится по всей их протяженности с двух сторон. Перед контролем сварной шов и прилегающая к нему поверхность основного металла на ширину не менее 20 *мм* по обе стороны должны быть очищены от шлака и других загрязнений, затрудняющих осмотр. Контроль размеров сварного шва и выявленных дефектов его производится измерительными инструментами или специальными шаблонами. Для определения границ выявленных трещин дефектный участок должен быть отшлифован наждачной бумагой и протравлен.

Технологическая проба производится для определения сплавления металла, характера излома соединения, наличия непровара и других внутренних дефектов в изломе. Испытанию путем разрушения подвергаются образцы установленных размеров, вырезанные из контролируемого сварного соединения.

Контроль макроструктуры осуществляется для установления глубины проплавления, ширины зон термического влияния, структуры металла шва и других внутренних дефектов сварного соединения. Выполняется контроль путем осмотра с лупой отшлифованной и протравленной поверхности образца, вырезанного поперек сварного шва или в другом любом направлении.

Контроль магнитным порошком может производиться для выявления в стальных сварных швах трещин, непроваров и газовых пор, находящихся на глубине не более 5 *мм* от поверхности. Места дефектов устанавливаются по скоплению магнитного порошка, приставшего к поверхности металла.

Рентгено- и гаммаграфирование сварных швов производится для выявления внутренних дефектов: трещин в шве и околошовной зоне, непроваров, газовых пор и шлаковых включений. Трещины выявляются рентгенографированием в тех случаях, когда направление или плоскость трещин совпадает в пределах до 10% с направлением проходящих через нее лучей.

Контроль непроницаемости (плотности) плотнопрочных швов осуществляется в монтажной практике обычно гидравлическим испытанием или проверкой керосином.

Перед гидравлическими испытаниями сварное изделие герметизируется водонепроницаемыми заглушками. Сварные швы с наружной стороны тщательно обтираются ветошью или обдуваются сжатым воздухом до получения сухой поверхности, после чего изделие заполняется водой. Величина гидравлического давления и время выдержки устанавливаются проектом, техническими условиями завода либо специальны-

ми инструкциями. Проницаемость сварных швов и места их дефектов определяются по появлению течи, просачиванию воды в виде капель либо запотеванию поверхности шва или вблизи него.

Керосиновая проверка плотности швов стыковых сварных соединений производится путем обильного смачивания поверхности одной стороны шва керосином, а соединений внахлестку — введением керосина между швами. При проверке сторону сварного шва, более доступную для визуального осмотра, покрывают водным раствором мела или каолина с последующим подсушиванием. Противоположная сторона шва смачивается керосином не менее 2 раз с перерывами в 10 *мин*. На поверхности, окрашенной меловым раствором, в течение не менее 4 *ч* после смачивания, а при температуре ниже 0 °С — в течение 8 *ч* не должно появляться жирных пятен или полос.

Результаты контроля сварных соединений и гидравлических испытаний должны оформляться соответствующими протоколами.

7-4. ВЫВЕРКА И ФИКСАЦИЯ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ

Надежность работы агрегата во многом зависит от правильности сборки и установки на место деталей и узлов его и тщательности проверки их положения, сопряжения и взаимодействия.

При монтаже гидроагрегатов проверка деталей, отдельных механизмов и агрегата в целом производится:

в статическом положении — выверкой деталей и узлов при сборке и установке их на место в проектное положение;

в рабочем состоянии — проверкой и наладкой агрегата и его отдельных механизмов в процессе пуска, работы на холостом ходу и под нагрузкой.

Под выверкой детали или узла понимается комплекс работ по приданию детали необходимой геометрической формы и проектных размеров при сборке, а также по обеспечению правильности установки детали или узла в проектное положение, проверке этого положения и закреплению его. В настоящем разделе будут рассмотрены только общие положения и указания по выверкам и фиксации деталей и узлов при сборке и установке их. Более подробные указания приведены в соответствующих разделах технологии монтажных работ, а указания по проверкам в рабочем состоянии даются в гл. 11.

Применение того или иного способа выверки монтируемых деталей и узлов обусловливается указаниями на чертежах оборудования, инструкциями заводов-изготовителей и техническими условиями на монтаж. В процессе выверки составляются необходимые монтажные формуляры и протоколы, в которых указываются фактические и проектные установочные и сборочные размеры, а также допускаемые и фактические отклонения от проектных размеров.

Все выверки в статическом состоянии деталей, узлов и агрегата в целом можно разделить на два основных вида: сборочные и установочные (монтажные).

В процессе сборки деталей и узлов агрегата выверяются:

взаимное расположение и сопряжения деталей для обеспечения необходимых зазоров и правильного надежного взаимодействия деталей и узлов при работе агрегата;

соответствие проектных сопрягаемых размеров деталей и узлов и их установочных мест;

правильность проектной конфигурации деталей, состоящих из отдельных элементов.

При установке детали или узла на место в проектное положение выверяются:

взаимная соосность вертикально расположенных деталей — по отвесу, вертикальных валов — по нескольким отвесам либо поворотом вокруг оси, горизонтальных валов и горизонтально расположенных деталей — по горизонтальной струне;

концентричность установки деталей относительно оси, а также нецилиндричность их — по осевой струне или осевой штанге;

горизонтальность поверхностей деталей — уровнем или нивелиром;

высотное положение деталей — непосредственным замером от репера или нивелированием;

положение в плане по главным осям агрегата и заводским разметочным осям — по отвесам от главных осей;

зазоры между вращающимися поверхностями — непосредственными замерами щупом или линейкой.

Фиксация взаимного и установочного положения деталей и узлов для обеспечения спокойной надежной работы агрегата и возможности повторения такого же положения их при монтаже и после ремонтов в процессе эксплуатации производится при изготовлении и сборке деталей и узлов на заводе-изготовителе, а также во время сборки и установки на монтаже. В зависимости от назначения, положения и характера детали или узла фиксация выполняется следующими способами:

обеспечение соосности цилиндрических деталей — соответствующими выточками в деталях;

предохранение сопрягаемых плоскостей от смещения — припасованными болтами, контрольными шпильками и штифтами;

установочное положение — контрольными штифтами и шпильками после окончательной сборки и проверки установленной детали;

взаимное положение в плане и высотное, а также установочное расположение — сборочными и монтажными метками (буквы, риски).

Установочная выверка фундаментных деталей заключается в достижении и проверке правильного проектного положения детали в плане и по высоте. До установки детали в проектное положение на фундамент должны быть уложены подкладки и клинья или приспособления, при помощи которых предусматривается производство высотной выверки детали или узла.

Правильность установки вертикального гидроагрегата в машинном здании определяется положением его вертикальной оси Z и высотными отметками, а горизонтального агрегата — положением продольной оси X, совмещенной с осью вала, поперечной оси Y, перпендикулярной к продольной и проходящей через ось спиральной камеры, а также высотной отметкой. Эти исходные данные для установки агрегата должны быть надежно зафиксированы на фундаменте так, чтобы они не могли быть забетонированы или повреждены в процессе возведения машинного здания. Положение вертикальной оси агрегата определяется пересечением его осей X и Y, называемых главными осями агрегата и зафиксированных с помощью рисок на металлических скобах, закрепленных в бетоне верхней части фундамента. Высотное положение агрегата проверяется по металлическому реперу, заложенному в бетон и ориентированному относительно постоянного контрольного репера, находящегося вне сооружения.

Положение узла в плане проверяется по главным осям либо относительно других установленных деталей. Первая приближенная выверка положения детали в плане обеспечивается точностью установки ее в проектное положение с помощью крана. Дальнейшее уточнение положения детали или узла производится горизонтальным перемещением его домкратами и различными распорными устройствами.

Для обозначения главных осей и для отвесов применяется стальная проволока толщиной 0,3—0,5 *мм*. Отвесы должны иметь вес не менее 2,5 *кг* и для уменьшения случайных колебаний струны при провер-

ках опущены на $^1/_3$ своей высоты в сосуд с маслом средней вязкости.

Высотная выверка установленных деталей может производиться при помощи металлических подкладок и установочных парных (встречных) клиньев, винтовых домкратов, регулирующих (отжимных) болтов. Подкладки и другие приспособления для выверки должны плотно прилегать к бетону, для чего места их установки предварительно очищаются и выравниваются по уровню. Размеры выровненных площадок должны превышать величину подкладок не менее чем на 25 *см* с каждой стороны. Подкладки следует устанавливать с двух сторон каждого фундаментного болта на возможно близком расстоянии от него, не перекрывая фундаментных колодцев. Расстояние между подкладками, их размеры и материал указываются в установочных чертежах. При отсутствии таких указаний расстояние между подкладками может быть 300—1 000 *мм*, а размеры их и материал определяется по табл. 7-2. Плоскости прилегания подкладок к металлу должны быть обработаны или тщательно выровнены и не иметь вспученности, заусенцев и забоин.

Таблица 7-2

Размеры подкладок для выверки фундаментных деталей

Размеры подкладок, *мм*			Материал
Длина	Ширина	Толщина	
350	200	60, 40	Сталь, чугун
350	200	20, 15, 10, 5	Сталь
350, 250	150, 100	60, 40	Сталь, чугун
200	150, 100	20, 15, 10, 5	Сталь
150	100	40	Сталь, чугун
150, 100	100, 60	20, 15, 10, 5	Сталь

При установке деталей и узлов на клиновых подкладках выверка производится регулировкой высоты клиньев, а при установке на плоских подкладках — подбором их толщины. Количество подкладок в пакете должно быть минимальным и не превышать 5 шт., включая и тонколистовые, применяемые для окончательной выверки.

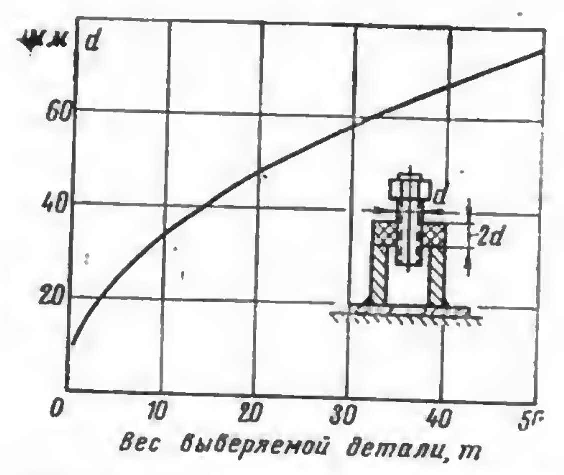


Рис. 7-10. Определение диаметра резьбы монтажного домкрата.

Инвентарные и монтажные домкраты, применяемые для выверки монтируемого оборудования, устанавливаются на специально подготовленные и зачищенные по уровню площадки на поверхности фундамента. Количество домкратов определяется в зависимости от веса и габаритов оборудования.

В монтажной практике для выверки высотного положения оборудования широко применяются упрощенные монтажные домкраты винтового типа, которые после выверки закрепляются к оборудованию и бетонируются совместно с ним. Из условия прочности резьбы домкрата и обеспечения его самоторможения, а также с учетом того, что при выверке вся деталь односторонне приподнимается одним домкратом вне зависимости от количества их, наружный диаметр резьбы домкрата может быть определен по рис. 7-10. Высоту резьбы в корпусе домкрата следует принимать не менее $2d$.

Регулирующие (отжимные) болты специальных приспособлений или болты, конструктивно встроенные в оборудование для выверки его,

при установке следует опирать на стальные подкладки, уложенные на предварительно выровненную поверхность фундамента.

Предварительная выверка оборудования на фундаменте производится при свободном его опирании на подкладки, а окончательная — при затянутых гайках фундаментных болтов. После окончательной выверки установленного оборудования на фундаменте стальные подкладки в пакетах, клинья, монтажные домкраты и отжимные болты прихватываются к оборудованию и между собой электросваркой.

7-5. ТРЕБОВАНИЯ К ФУНДАМЕНТАМ И БЕТОНИРОВАНИЮ

При расчете и сооружении фундаментов гидроагрегата необходимо учитывать следующие требования к ним:

прочность фундамента должна быть достаточной для восприятия статической нагрузки, состоящей из веса агрегата, сил воздействия потока и динамических нагрузок, возникающих при работе агрегата;

число собственных колебаний фундамента во избежание резонанса должно отличаться от числа оборотов агрегата и не быть кратным ему;

размеры и форма фундаментов, штраб для закладных деталей агрегата и отметки их расположения должны соответствовать установочным габаритам оборудования;

фундамент должен быть монолитным и исключать возможность относительных смещений его частей;

бетон фундамента должен быть стойким против размыва его потоком и фильтрацией воды.

По окончании возведения фундаменты и штрабы должны быть очищены и освобождены от опалубки и строительного мусора, а поверхности их окиркованы. Не подлежащие облицовке металлом поверхность шахты турбины и воздушные каналы генератора должны быть оштукатурены, загрунтованы и окрашены до пробного пуска агрегата.

До начала монтажа оборудования заказчиком выдаются монтажной организации формуляры фундаментов и штраб, а также зафиксированные в натуре главные оси агрегата и высотные отметки (реперы), после чего составляется акт о готовности агрегата под монтаж.

При приемке фундамента проверяются положение фундамента и штраб относительно оси здания и соседних агрегатов, геометрические размеры фундамента, положение фундамента относительно осей агрегата, высотное положение опорных поверхностей фундамента, расположение и заложение колодцев для фундаментных болтов.

Допускаемые отклонения при сооружении фундаментов приведены в табл. 7-3.

Таблица 7-3

Проверяемые положения и размеры фундаментов	Величины допусков и норм, *мм*
Продольные и поперечные оси фундаментов	±20
Основные размеры фундамента в плане	±30
Высотные отметки поверхности фундамента (не учитывая высоту подливки)	—30
Размеры уступов в плане	—20
Размеры колодцев фундаментных болтов в плане	+20
Отметки уступов в выемках и колодцах	—20
Оси фундаментных болтов в плане	±5
Оси закладных фундаментных устройств в плане	±10
Отметки верхних торцов фундаментных болтов	+20

Установленные закладные детали должны быть надежно закреплены на фундаменте и в штрабах при помощи фундаментных болтов, специальных распоров, растяжек и других устройств, предохраняющих детали от сдвига и деформации в процессе бетонирования. Для обеспечения надежной связи закладных деталей с бетоном наружная поверхность их должна иметь достаточное количество ребер, анкерных планок, арматурных выпусков и других анкерных устройств.

По окончании выверки и закрепления смонтированные закладные детали как скрытые работы, закрываемые последующим бетонированием, предъявляются технадзору заказчика для установления соответствия их техническим требованиям и проекту. Сдача установленных закладных деталей под бетонирование оформляется актом на скрытые работы.

Подливка бетоном или раствором установленных закладных деталей производится в соответствии с проектом. При отсутствии в проекте указаний о марке бетона для подливки последняя производится бетоном марки не ниже 200—300, причем для тесных мест и в случаях небольшой толщины подливки рекомендуется применение бетона на мелком щебне или цементного раствора. Поверхность бетона, а также колодцы для фундаментных болтов перед подливкой необходимо тщательно очистить от остатков опалубки, посторонних предметов, масла, краски и промыть водой. Высота подливки между низом оборудования (плиты, рамы и пр.) и поверхностью фундамента допускается в пределах 30—100 *мм*. При наличии в основании оборудования ребер жесткости указанный размер следует считать от низа наиболее выступающего ребра.

Подливку следует производить с особой тщательностью и без перерывов. При этом должно быть обеспечено проникновение бетона (раствора) под все подливаемые поверхности с тем, чтобы не осталось пустот и раковины. В случае производства подливки в зимнее время необходимо принимать меры, обеспечивающие нормальный процесс твердения бетона.

Бетонирование закладных деталей гидроагрегата осуществляется как обетонированием их в процессе возведения основного бетонного блока при совмещенном методе монтажа, так и укладкой бетона вокруг закладных деталей в штрабы, выполненные в фундаменте. Во всех случаях бетонирования необходимо помнить, что надежность и долговечность работы гидроагрегата во многом зависят от качества укладки бетонных блоков, непосредственно сопрягающихся с деталями гидроагрегата, или штрабного бетона.

После затвердения бетона с целью определения отсутствия смещения и деформации закладных деталей должна быть произведена проверка основных установочных и геометрических размеров забетонированных деталей. Проверяется также надежность связи уложенного бетона с поверхностями установленных металлических облицовок (спиральной камеры, шахт турбины и сервомоторов, камеры рабочего колеса, отсасывающей трубы и др.) путем простукивания ручным молотком с внутренней стороны облицовок. Глухой звук будет свидетельствовать об отсутствии связи бетона с металлом или наличии пустот в бетоне. В таких случаях в облицовках сверлят отверстия, нагнетают через них цементный раствор и затем заваривают отверстия.

7-6. ПРОИЗВОДСТВО МОНТАЖНЫХ РАБОТ В ЗИМНЕЕ ВРЕМЯ

Наиболее рациональным температурным режимом для выполнения монтажных работ является положительная температура не ниже плюс 5 °С. В этом случае работы производятся в нормальных условиях, чем

обеспечиваются высокая производительность труда, хорошее качество монтажных работ, сохранность оборудования и возможность выполнения монтажа в наименьшие сроки. Однако при строительстве гидроэлектростанций в районах с длительной низкой температурой очень часто возникает необходимость производства монтажных работ и в зимнее время. Монтажными организациями вполне освоено успешное и качественное выполнение монтажных и сборочных работ при низких температурах, но для этого необходимо осуществление ряда мероприятий по частичному отеплению и защите от атмосферных осадков мест сборки и установки гидроагрегатов.

Сборочные работы по укрупнению деталей и узлов агрегатов на временных сборочных и монтажных площадках могут производиться при отрицательных температурах, но в таких случаях площадки должны быть защищены от попадания на них атмосферных осадков и от сквозного ветра. Распаковка оборудования в монтажной зоне должна производиться по возможности при той же температуре, при которой оно хранилось на складе.

Монтаж закладных деталей гидротурбин в зимних условиях вне зависимости от методов выполнения работ может производиться при отрицательной температуре. Однако при бетонировании их необходимо обеспечить нормальное схватывание бетона. Рабочее колесо с валом и рабочие механизмы турбины могут также монтироваться при отрицательной температуре, но место работ при этом должно быть защищено от попадания на него и на монтируемое оборудование атмосферных осадков.

Работы по монтажу механизмов и узлов системы регулирования гидроагрегата могут производиться при отрицательной температуре (не ниже —20 °С), но ревизия, наладка и гидравлические испытания их должны выполняться при положительной температуре (не ниже +5 °С).

К концу монтажа рабочих механизмов турбины и к моменту проверки линии ее вала в шахте турбины должна быть создана положительная температура не ниже +5 °С. Обеспечение положительной температуры в шахте турбины может быть осуществлено устройством временного перекрытия шахты и местным отоплением.

Установка статора генератора на место, а также монтаж нижней крестовины, подпятника и вала генератора могут производиться при отрицательной температуре, но с обязательным предохранением их от атмосферных осадков. Для выполнения электрообмоточных работ на статоре должна быть создана положительная температура не ниже 5—10 °С. Отепление статора можно осуществить устройством временного укрытия и местного отопления.

К моменту установки ротора генератора на место должна быть создана общая положительная температура не ниже +5 °С в пределах блока монтируемого агрегата и его служебных механизмов.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ТЕХНОЛОГИЯ МОНТАЖА ВЕРТИКАЛЬНЫХ ГИДРОТУРБИН

8-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО МОНТАЖУ ЗАКЛАДНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Общая технология монтажа бетонируемых закладных деталей обычно принимается следующей:

1) проверка, приемка и подготовка места установки (фундамента) детали или узла;

2) установка на место детали в собранном виде или отдельными элементами с последующей сборкой и постановка фундаментных болтов;

3) предварительная выверка незакрепленной детали в собранном виде в плане, по высоте и по горизонтальности;

4) бетонирование фундаментных болтов или других средств закрепления детали и выдержка бетона;

5) окончательная выверка и закрепление детали в проектном положении;

6) сдача детали под бетонирование, бетонирование ее и проверка установки и конфигурации детали после выдержки бетона.

Резкие уступы в стыках соединений деталей и элементов проточной части на поверхностях, подвергающихся воздействию потока воды, не допускаются во избежание излишних гидравлических потерь. При наличии таких уступов они дожны быть сглажены подрубкой зубилом с последующей зачисткой шлифовальной машинкой или напильником.

Для предотвращения протечек воды через стыки деталей и разрушения вследствие этого прилегающего слоя бетона места соединения деталей должны быть плотными и водонепроницаемыми. В связи с этим соприкасающиеся поверхности деталей при сборке должны быть зачищены от забоин, заусенцев и грязи и проверены по лекальной линейке с тем, чтобы после затягивания болтов соединение было плотным и не допускало протечек воды. При сборке и окончательном затягивании стыков соединяемые плоскости их должны покрываться свинцовым суриком.

Согласно техническим условиям на монтаж гидроагрегатов плотным соединением в закладных деталях считается такое соединение, в которое щуп толщиной 0,05 *мм* не проходит. Допускаются только местные неплотности, в которые этот щуп проходит на глубину не более 20% ширины стыка. Проверка плотности должна производиться при отсутствии в соединении каких-либо уплотнений.

Положение установленной детали в плане проверяется по главным осям агрегата. Если главные оси, выданные строительством, зафиксированы на скобах, расположенных очень высоко, то для удобства и точности проверок переносят и натягивают ниже вспомогательные монтажные оси с точностью до ±0,1 *мм* на 1 *м* расстояния вспомогательных осей от главных.

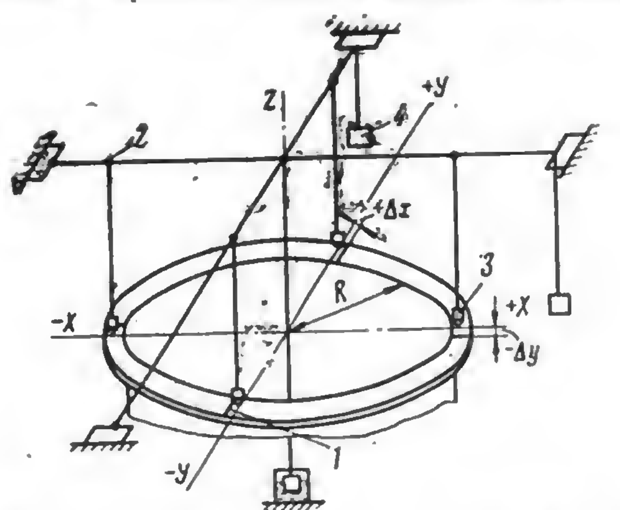


Рис. 8-1. Схема проверки положения детали в плане.

1 — заводская осевая метка; *2* — струны; *3* — отвес; *4* — груз.

Основными (базовыми) элементами для проверки правильности установки закладных деталей, а следовательно, и правильности положения смонтированного агрегата в плане и по высоте обычно принимаются верхние обработанные поверхности и внутренние расточки: в поворотнолопастных турбинах — нижнего кольца направляющего аппарата, а в радиально-осевых турбинах — фундаментного кольца или статора турбины.

Правильное положение детали в плане устанавливается совмещением заводских осевых меток, нанесенных на ее верхнем фланце, с продольной и поперечной осями агрегата с помощью отвесов, опущенных со струн, натянутых по этим осям. Положение детали относительно

вертикальной оси агрегата проверяется замером штихмасом или рулеткой расстояния от внутренней расточки базовой детали до струны с отвесом, опущенным из места пересечения двух струн, натянутых по осям агрегата. Схема проверок положения детали в плане относительно оси агрегата, а также цилиндричности детали приведена на рис. 8-1.

Высотное положение и горизонтальность установленной детали проверяются нивелированием от основного репера или вспомогательного, перенесенного с точностью до ±1 *мм*.

8-2. ЗАКЛАДНЫЕ ДЕТАЛИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

Облицовки отсасывающих труб. В отсасывающих трубах низко- и средненапорных радиально-осевых турбин металлом облицовывается, как правило, только ее верхняя часть — конический переходный патрубок (конус), где скорости воды составляют более 5 *м/сек*. Колено же и горизонтальный раструб, в которых вода протекает уже с меньшими скоростями, выполняются бетонными. В высоконапорных радиально-осевых турбинах металлом облицовывают также колено и даже часть горизонтального раструба, монтаж которых изложен в § 8-3.

Облицовка конуса отсасывающей трубы представляет собой металлическую конструкцию, изготовленную из отдельных листов стали, и является первой монтируемой деталью гидроагрегата.

Монтаж облицовки отсасывающей трубы обычно производится бесштрабным способом сразу после возведения блока подводной части машинного здания до отметки низа облицовки. Преимущество такого способа монтажа заключается в том, что исключается необходимость опалубки для штраб, так как сама облицовка является несъемной опалубкой, и бетон укладывается в одну очередь, без последующего штрабного бетонирования.

Облицовка конуса может устанавливаться на место предварительно укрупненным на монтажной площадке блоком либо собираться из отдельных элементов на месте установки. Предпочтительнее блочная установка облицовки, однако для этого требуются строительные краны достаточной грузоподъемности и возможность перемещения собранной облицовки от места сборки к кратеру агрегата.

Сборка облицовки как на монтажной площадке, так и на месте установки производится в следующем порядке. На подкладках и парных клиньях собирается нижняя обечайка облицовки. Соединение и выверка стыков отдельных элементов облицовки производятся с помощью специальных клиньев и монтажных болтов, а геометрические размеры обеспечиваются постановкой металлических распоров и стяжек. Затем последовательно собираются остальные обечайки и соединяются между собой. Иногда в верхнем сечении устанавливается распорная металлическая рама, с помощью которой придается правильная геометрическая форма верхнему сечению облицовки. Эта же рама служит основанием монтажного настила для работ при установке фундаментного кольца и соединения его с облицовкой.

По окончании сборки обечаек проверяется геометрическая форма всей облицовки. Для этого в верхнем сечении ее по главным осям агрегата натягиваются струны и на их пересечении навешивается отвес, представляющий собой вертикальную ось агрегата. Проверки геометрической формы обечаек чаще всего выполняются рулеткой относительно вертикальной оси.

После проверки и закрепления формы облицовки производится ее сварка. При этом вначале отдельные листы свариваются в обечайку, а затем уже обечайки свариваются между собой. После сварки вновь выверяется геометрическая форма облицовки с помощью рамы, распо-

ров и стяжек, которые затем прочно закрепляются на облицовке сваркой.

Установленная на место облицовка (рис. 8-2) выверяется по высотной отметке и главным осям агрегата и закрепляется к бетону с помощью растяжек или других средств. Проверяется также сопряжение низа облицовки с бетонной частью отсасывающей трубы. Допуски на

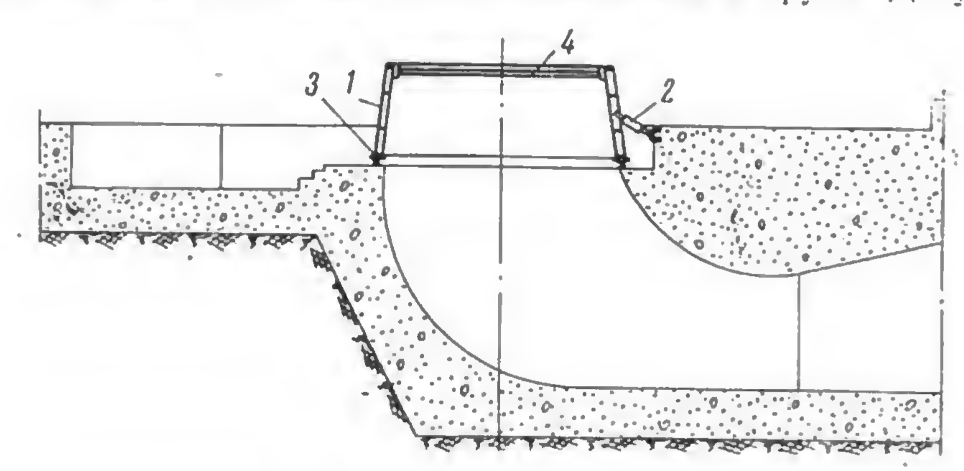


Рис. 8-2. Установка облицовки конуса отсасывающей трубы.
1 — облицовка; 2 — растяжки; 3 — выверочные подкладки; 4 — распорная рама.

сборку и установку облицовок приведены в табл. 8-1. По окончании выверки и закрепления составляется монтажный формуляр (рис. 8-3), и облицовка сдается под бетонирование. Бетонирование облицовки производится до отметки несколько ниже ее верхнего торца с тем, чтобы облегчить подгонку верха облицовки к фундаментному кольцу.

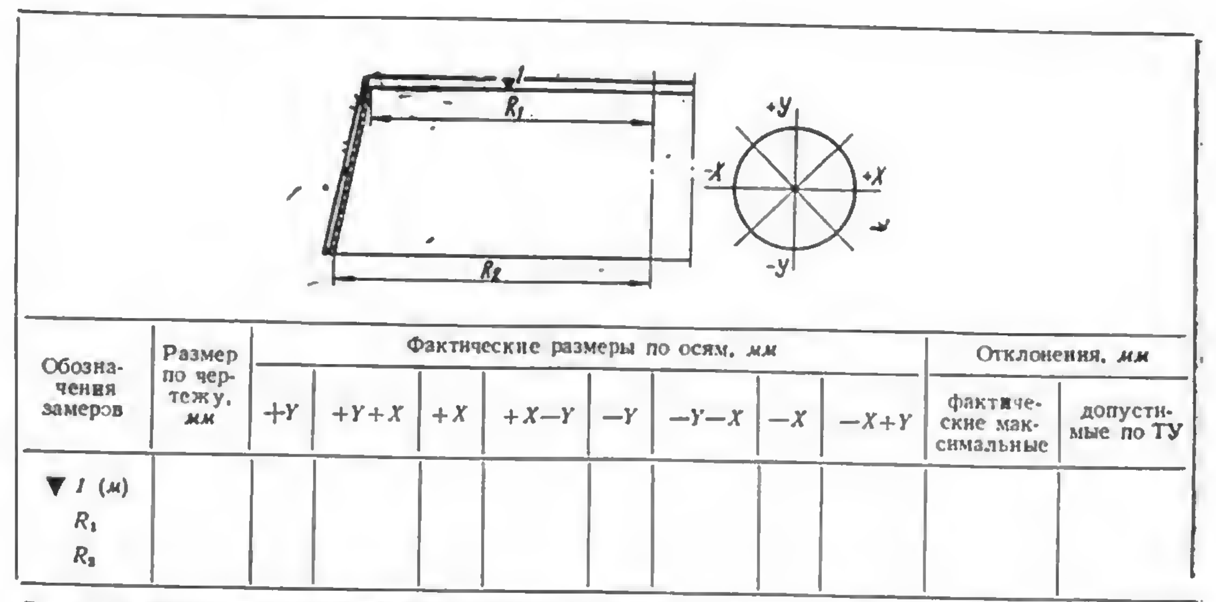
Таблица 8-1

Допуски на сборку и установку облицовок конуса отсасывающей трубы

Характер отклонения	Место замеров	Обозначение на формуляре	Допустимые отклонения, *мм*, при диаметре рабочего колеса, *м*				
			2,0	3,0	5,0	7,2	9,3
Отклонение от проектной высотной отметки	Верхний торец облицовки	▼*l*	+8	+10	+15	+20	+25
Нецилиндричность	Верхний торец и нижний торец облицовки	*R*	5	6	10	15	20
Несоосность оси агрегата	От вертикальной оси агрегата до верха облицовки	Δx и Δy	5	6	8	10	12
Негоризонтальность	Верхний торец облицовки		4	6	10	12	15

Соединение облицовки с фундаментным кольцом обычно выполняется промежуточным сопрягающим поясом после установки, выверки и окончательного закрепления на месте фундаментного кольца и статора с присоединенной спиральной камерой, так как иначе нельзя будет производить выверку статора.

Вместе с облицовкой до ее бетонирования удобно устанавливать и фундаментное кольцо. В этом случае выверка облицовки производится по расточке и верхней плоскости фундаментного кольца. Одновременно фундаментное кольцо используется как кондуктор для установки фундаментных болтов, которые при этом ставят на место и закрепляют к облицовке так, чтобы при бетонировании положение их не могло быть нарушено.

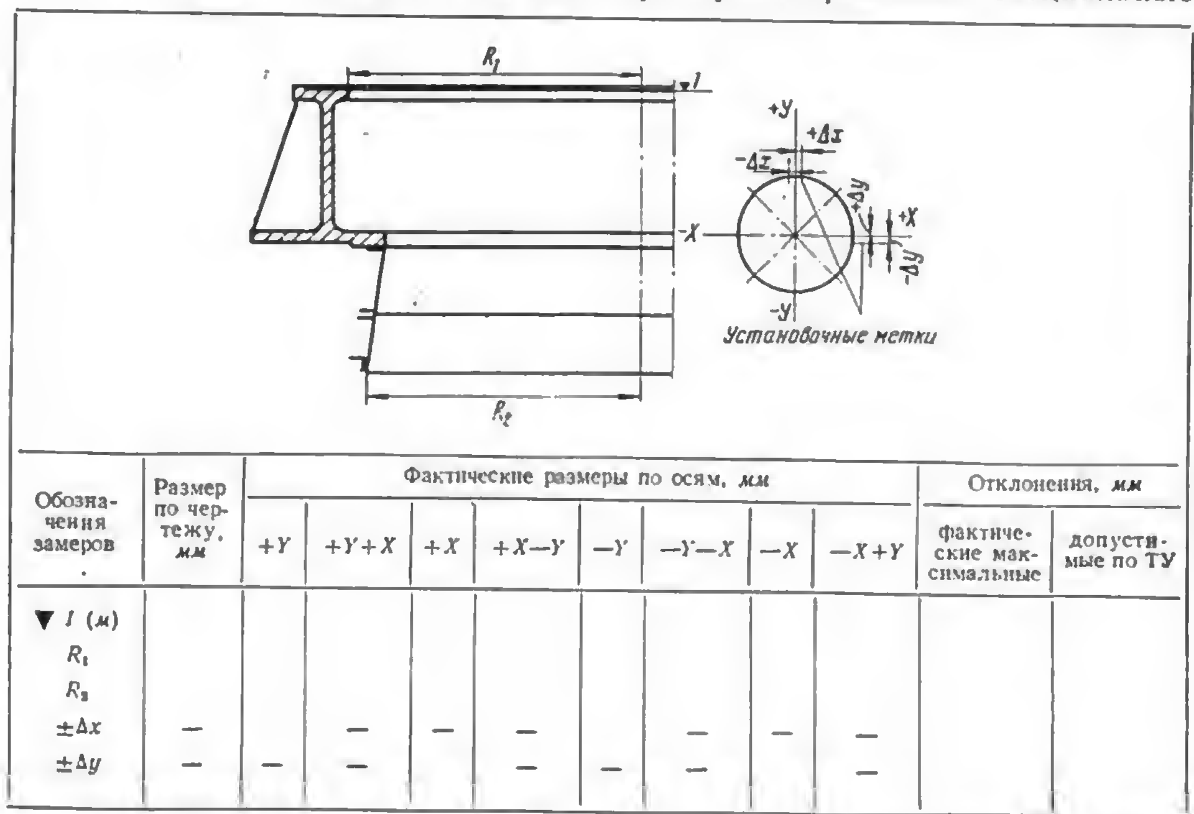


Обозначения замеров	Размер по чертежу, *мм*	Фактические размеры по осям, *мм*								Отклонения, *мм*	
		+Y	+Y+X	+X	+X—Y	—Y	—Y—X	—X	—X+Y	фактические максимальные	допустимые по ТУ
▼ I (*м*) R_1 R_2											

Рис. 8-3. Формуляр установки облицовки конуса отсасывающей трубы.

Фундаментное кольцо является основной (базовой) деталью, определяющей положение гидроагрегата по высотной отметке и главным осям, поэтому монтаж и выверка его должны быть выполнены особенно тщательно.

Укрупнительная сборка фундаментного кольца, состоящего из двух или четырех частей, производится на монтажной площадке и заключается в соединении между собой отдельных его элементов. При этом стыки кольца соединяются плотно на свинцовом сурике и не должны иметь уступов, особенно на плоскостях фланцев. Цилиндричность кольца выверяется с помощью металлических распоров и растяжек, которые оставляются до закрепления и бетонирования кольца. Если фундаментное кольцо устанавливается на облицовку конуса до ее бетонирования, то наверху облицовки должны быть приварены временные специальные



Обозначения замеров	Размер по чертежу, *мм*	Фактические размеры по осям, *мм*								Отклонения, *мм*	
		+Y	+Y+X	+X	+X—Y	—Y	—Y—X	—X	—X+Y	фактические максимальные	допустимые по ТУ
▼ I (*м*)											
R_1											
R_2											
$\pm\Delta x$	—		—	—	—		—	—	—		
$\pm\Delta y$	—	—	—		—	—	—		—		

Рис. 8-4. Формуляр установки фундаментного кольца и облицовки конуса отсасывающей трубы.

опоры, поддерживающие фундаментное кольцо. Установленное таким способом кольцо проверяется предварительно, а окончательная выверка его производится после бетонирования облицовки конуса. В случае установки фундаментного кольца после бетонирования облицовки конуса оно ставится на выкладки или металлические подставки, опирающиеся на бетон, и выверяется сразу окончательно. В процессе выверки определяется правильность положения кольца в плане по главным осям агрегата и по проектной высотной отметке ▼*I*, а также проверяется его горизонтальность. Монтажный формуляр фундаментного кольца показан на рис. 8-4.

После бетонирования облицовки конуса и фундаментных болтов кольцо затягивается на фундаменте и в таком положении выверяется. Допустимые отклонения при сборке и установке фундаментного кольца даны в табл. 8-2. Бетонирование фундаментного кольца производится одновременно с бетонированием статора и облицовки спиральной камеры.

Таблица 8-2

Допуски на сборку и установку фундаментного кольца, статора и литой спирали радиально-осевых гидротурбин

Характер отклонения	Место замеров	Обозначение на формуляре	Допустимые отклонения, *мм*, при диаметре рабочего колеса, *м*			
			2,0	3,0	4,1	5,5
Смещение осевых меток на деталях относительно осей агрегата	От отвесов с осей *X* и *Y* до соответствующих осевых меток на устанавливаемой детали	Δx и Δy	2	2	2,5	3
Отклонение от проектной высотной отметки	Обработанная плоскость верхнего фланца	▼*I*	1,5	2	2,5	3
Негоризонтальность	То же	—	0,2*	0,4	0,4	0,5
Нецилиндричность	От вертикальной оси до внутренней расточки детали в местах, заданных формуляром	*R*	0,5	0,8	1,0	1,6
Смещение оси входного сечения спирали относительно оси агрегата	От отвеса, проходящего через центр входного сечения, до оси *Y*	*C*	8	10	12	15

* Для спиральной камеры гидротурбин с рабочим колесом диаметром до 2,0 *м* негоризонтальность допускается не более 0,1 *мм*.

Статор турбины. Статоры средних и крупных радиально-осевых гидротурбин, выполненные разъемными из двух или четырех частей, в зависимости от наличия грузоподъемных средств и от принятого способа монтажа закладных деталей турбины могут монтироваться отдельными элементами со сборкой на месте установки, в предварительно собранном виде либо крупным блоком — в сборе с фундаментным кольцом.

Монтаж статора в собранном виде осуществляется в следующем порядке. Элементы статора на монтажной площадке очищаются от консервирующего покрытия и грязи. На стыковых поверхностях элементов устраняются возможные заусенцы и забоины, а плоскость их проверяется с помощью лекальной линейки. Установленный на выкладках первый элемент статора надежно раскрепляется распорами, и предварительно выверяются вертикальность и горизонтальность его положения, после чего поочередно устанавливаются все последующие элементы и соединяются болтами с ранее установленными. Стыковые поверхности перед соединением покрываются свинцовым суриком.

Сборку элементов лучше производить вначале в полукольца, а затем уже полукольца соединять между собой. При последовательной сборке статора последний элемент трудно установить на место, так

как в этом случае приходится раздвигать собранные элементы и заводить последнюю часть статора с внешней стороны с горизонтальным перемещением ее. Цилиндричность статора выверяется с помощью внутренних растяжек или распоров, снимаемых только по окончании его бетонирования. Собранный и выверенный по конфигурации статор стягивается окончательно болтами с проверкой отсутствия уступов в стыках и на поверхности его верхнего фланца.

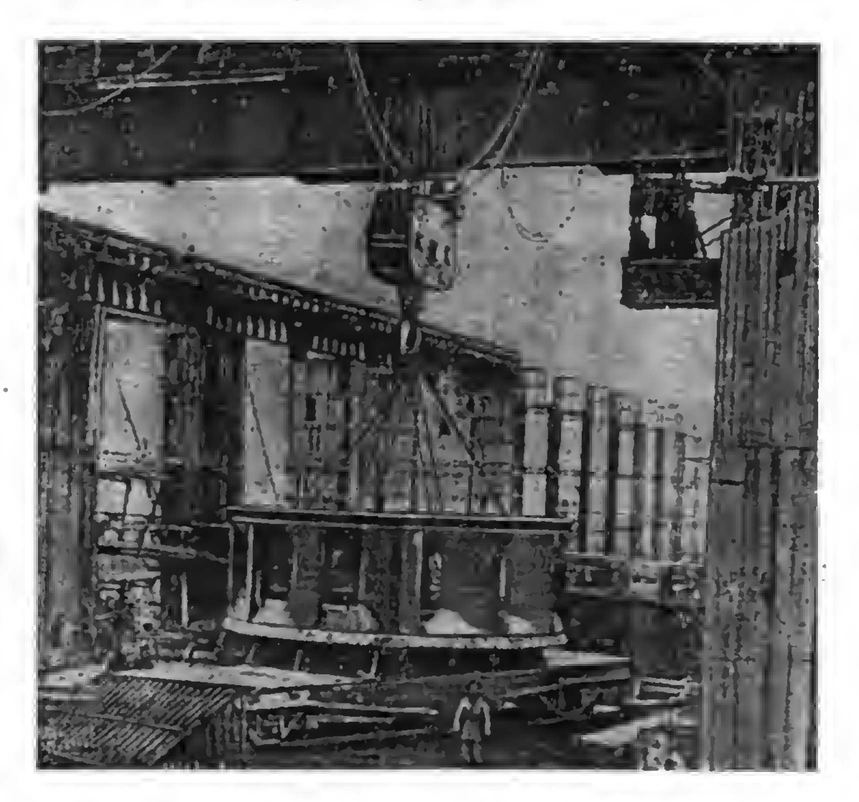


Рис. 8-5. Блочный монтаж статора радиально-осевой турбины.

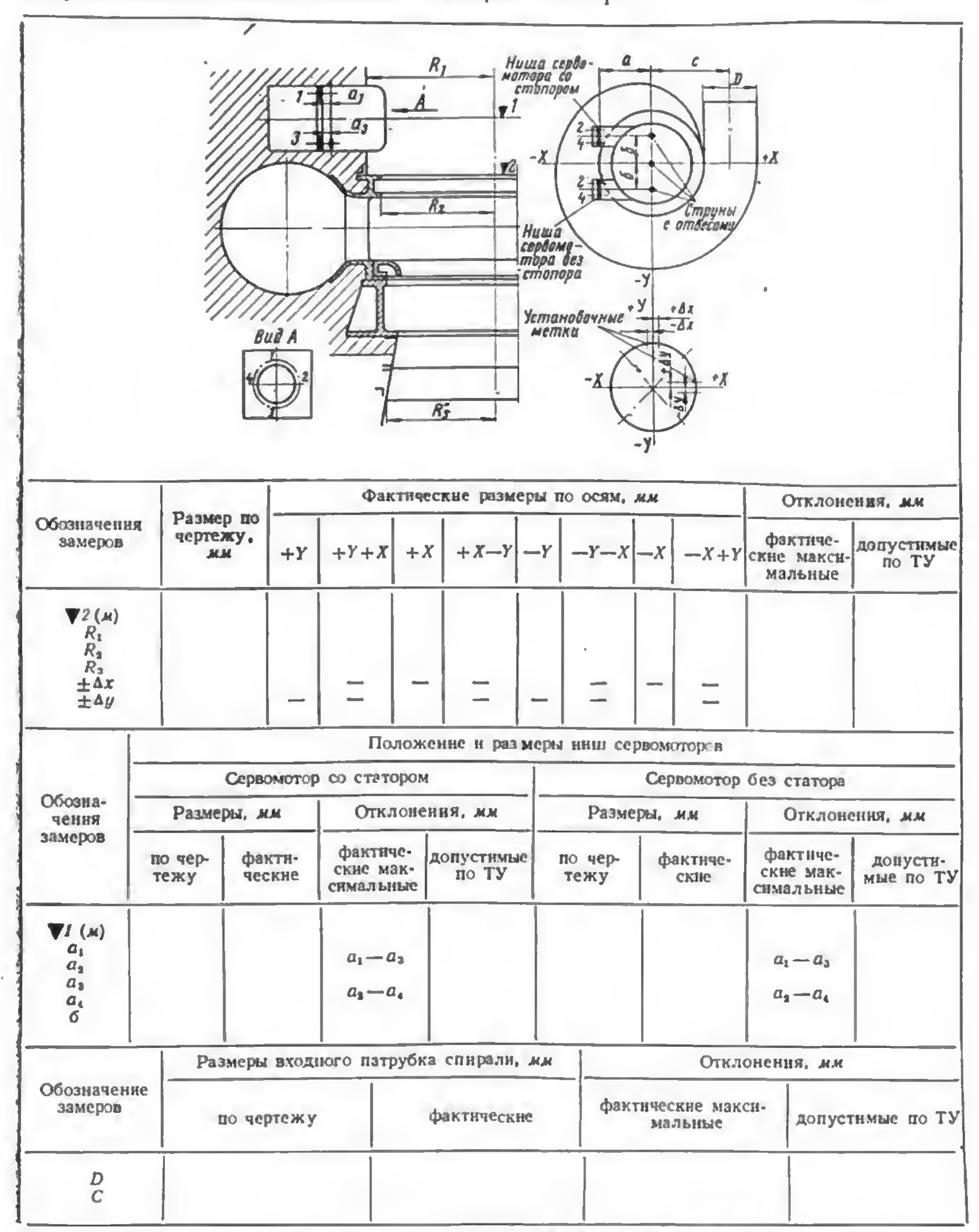
Поверхность верхнего фланца фундаментного кольца перед установкой статора зачищается, проверяется и покрывается свинцовым суриком или на нее укладывается уплотнительный резиновый шнур. Строповка статора при установке его одним краном производится тросовыми стропами (рис. 8-5). В случае использования для строповки двух кранов лучше применять специальные захватные проушины.

Установленный на фундаментное кольцо статор вначале проверяется в плане по осевым заводским меткам и относительно оси агрегата по вертикальной осевой струне с замером расстояния от верхней расточки статора до струны не менее чем в восьми точках, после чего статор соединяется с фундаментным кольцом болтами. Дальнейшая выверка его по высоте и горизонтальности производится совместным опусканием или подъемом фундаментного кольца со статором. По окончании высотной и осевой проверок статора фундаментное кольцо закрепляется на месте фундаментными болтами, после чего производится окончательная выверка статора. Результаты этой выверки вписываются в монтажный формуляр (рис. 8-6). Бетонирование статора выполняется после установки и присоединения спиральной камеры.

Подъем и опускание статора при высотной проверке производятся краном, домкратами или парными клиньями. Горизонтальные перемещения и разворот статора могут осуществляться с помощью домкратов, крана или растяжек.

При монтаже статора в сборе с фундаментным кольцом сборочные операции на монтажной площадке аналогичны операциям описанной

выше раздельной сборки фундаментного кольца и статора. Установленный на место блок предварительно выверяется по высоте, горизонтальности и плановому положению, и затем бетонируются фундаментные болты. После затвердения бетона фундаментные болты затягиваются, и производится окончательная выверка статора.



Обозначения замеров	Размер по чертежу, мм	Фактические размеры по осям, мм								Отклонения, мм	
		+Y	+Y+X	+X	+X−Y	−Y	−Y−X	−X	−X+Y	фактические максимальные	допустимые по ТУ
▼2 (м)											
R_1											
R_2											
R_3											
$\pm\Delta x$			—	—	—		—	—	—		
$\pm\Delta y$		—	—		—	—	—		—		

Обозначения замеров	Положение и размеры ниш сервомоторов							
	Сервомотор со статором				Сервомотор без статора			
	Размеры, мм		Отклонения, мм		Размеры, мм		Отклонения, мм	
	по чертежу	фактические	фактические максимальные	допустимые по ТУ	по чертежу	фактические	фактические максимальные	допустимые по ТУ
▼1 (м)								
a_1								
a_2			$a_1 - a_3$				$a_1 - a_3$	
a_3								
a_4			$a_2 - a_4$				$a_2 - a_4$	
б								

Обозначение замеров	Размеры входного патрубка спирали, мм		Отклонения, мм	
	по чертежу	фактические	фактические максимальные	допустимые по ТУ
D				
C				

Рис. 8-6. Формуляр установки закладных деталей радиально-осевой турбины.

Установка статора на место отдельными элементами по существу является укрупнительной сборкой статора на фундаментном кольце, выполняемой в менее удобных условиях, чем на монтажной площадке. Все операции по подготовке, установке отдельных элементов на место, сборке их и выверке аналогичны описанным выше. Если есть возможность, то предпочтительнее устанавливать статор в полностью собранном виде либо полукольцами.

Спиральные камеры. В зависимости от габаритов спиральных камер поставка их производится секциями, состоящими из двух или более конструктивных звеньев, конструктивными звеньями и отдельными вальцованными листами с последующей сваркой их на месте установки.

Монтаж спиральных камер небольших габаритов и достаточной жесткости может производиться двумя или несколькими блоками, укрупненными на монтажной площадке. Монтаж же спиральных камер крупных гидротурбин, как правило, осуществляется сборкой их в проектном положении на месте установки, так как перемещение крупных блоков невозможно из-за трудности предотвращения деформации спиральной камеры.

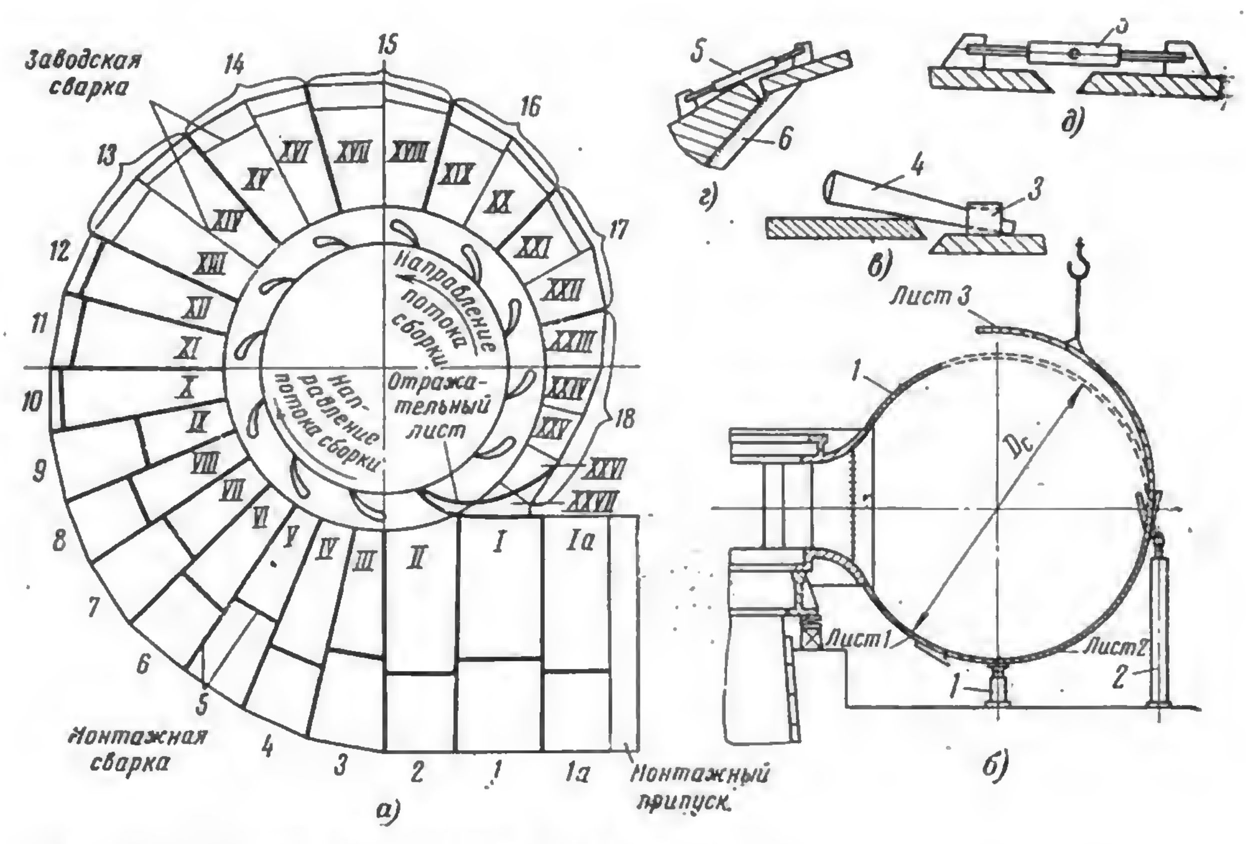


Рис. 8-7. Сборочная схема сварной спиральной камеры.

а — схема спиральной камеры; *б* — схема сборки звена; *в* — выверка стыка клином; *г* — присоединение звена к верхнему фланцу статора; *д* — стягивание стыка талрепом; *1* — установочные домкраты; *2* — регулирующие домкраты; *3* — угольник; *4* — клин; *5* — талреп; *6* — упор.

Процесс сборки спиральной камеры на монтаже обычно осуществляется в следующем порядке:

1) приемка и подготовка места установки спиральной камеры;

2) установка и соединение звеньев спиральной камеры в принятой последовательности;

3) установка и подгонка замыкающего звена;

4) подгонка стыков и закрепление их;

5) выверка установленных звеньев;

6) производство сварочных операций;

7) окончательная выверка спиральной камеры, закрепление ее и сдача под бетонирование.

Установка спиральной камеры в проектное положение производится на бетонных или металлических опорах. Отметка верха опор должна быть на 30—40 *мм* ниже положения опорных поверхностей соответствующих звеньев, что проверяется нивелированием каждой опоры до начала сборки спиральной камеры. Монтаж спиральной камеры достаточно просто и надежно может производиться также с помощью спе-

циальных монтажных домкратов, устанавливаемых на выровненные площадки фундамента.

На рис. 8-7 представлена технологическая схема монтажа спиральной камеры радиально-осевой турбины с рабочим колесом диаметром 4,1 *мм*. Камера выполнена из 27 конструктивных звеньев. Звенья малых габаритов XXIII—XXVII полностью собраны и сварены на заводе в одну поставочную секцию, более крупные звенья XIII—XXII сварены по два, а все остальные звенья поставляются отдельными свальцованными листами. Звено XII имеет монтажный припуск и является звеном, замыкающим сборку спиральной камеры.

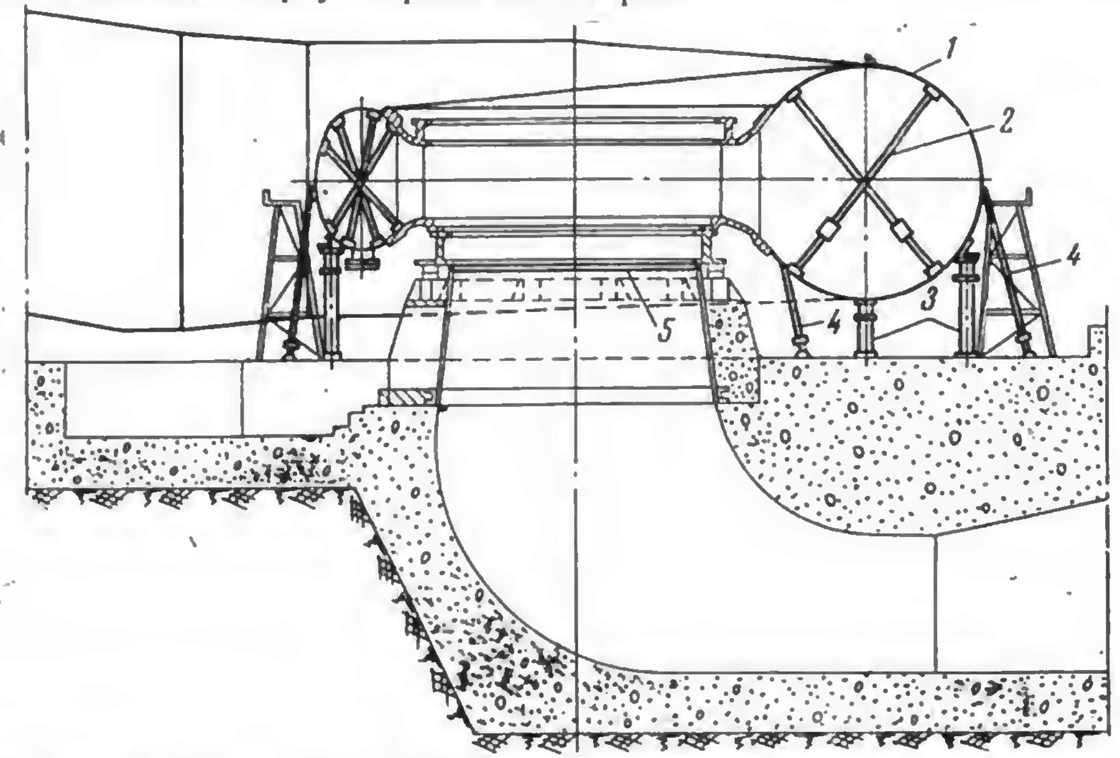


Рис. 8-8. Установочная схема сварной спиральной камеры.

1 — спиральная камера; *2* — внутренние стяжки; *3* — домкраты; *4* — наружные стяжки; *5* — настил.

Сборка такой спиральной камеры производится обычно двумя основными монтажными потоками: от зуба спирали (поставочная секция *18*) против часовой стрелки по секцию *13* включительно и от секции *2* по часовой стрелке до секции *11*. К секции *2* затем присоединяется секция *1*, а секция *12* с монтажным припуском устанавливается последней. Секция *1а*, имеющая также монтажный припуск, устанавливается после окончания монтажа спиральной камеры при соединении ее с напорным трубопроводом.

Сопряжения листов между собой и со статором подгоняются с помощью клиньев и стяжек. Высотное положение спиральной камеры выравнивается домкратами, а правильность геометрической формы секций достигается распорами и растяжками, устанавливаемыми внутри секции. Окончательная проверка геометрической формы и положения спиральной камеры производится после завершения сварки всех ее монтажных элементов (рис. 8-8).

Технология сварки спиральной камеры устанавливается в каждом отдельном случае заводом-изготовителем. Поэтому ниже приводятся только общие указания по организации и выполнению сварочных операций.

Одним из показателей, определяющих качество сварки, является подгонка и разделка кромок элементов спиральной камеры. Хотя на заводе в процессе контрольной сборки камеры и должны производиться

полная и окончательная подгонка и разделка кромок стыков, но в результате деформации элементов при транспортировке и хранении, возможности некачественной подгонки стыков, а также наличия монтажных припусков на замыкающих элементах подгонять и разделывать кромки стыков приходится и при монтаже. После окончания подгонки и прихватки звена перед сдачей его под сварку должны быть тщательно проверены проектные размеры и геометрическая форма кромок: зазоры между соединяемыми элементами, величина притупления кромки и угол разделки. Если зазоры оказываются меньше проектных, то одна из кромок должна быть обрублена зубилом или обрезана автогеном до требуемой величины зазора и вновь разделена в соответствии с чертежом. При увеличенном зазоре, наоборот, следует наплавить одну из кромок и затем разделать ее. Угол разделки и притупление стыка также должны быть доведены до проектных величин обрубкой или наплавкой с последующей разделкой кромки. Все монтажные электросварочные прихватки в процессе сборки спиральной камеры должны выполняться качественно, так как последующему удалению они не подлежат.

При сварке спиральной камеры рекомендуется вначале сваривать в каждой секции продольные швы полностью, затем приваривать секцию к статору и уже после этого сваривать кольцевые стыки между секциями. Последующие секции можно сваривать только после того, как у предыдущей будут заварены все продольные стыки и не менее 30% каждого кольцевого стыка.

По окончании сварки и проверки сварных швов спиральная камера закрепляется к бетонному основанию и окончательно проверяется ее геометрическая форма, а также правильность установки в соответствии с допусками, указанными в табл. 8-3. Затем спиральная камера со статором и фундаментным кольцом сдается под бетонирование.

Таблица 8-3

Допуски на монтаж сварной спиральной камеры

Характер отклонения	Место замеров	Обозначение на формуляре	Допустимые отклонения, *мм*, при диаметре входного сечения спиральной камеры, *м*				
			2	3	4,5	6	8
Смещение центра входного сечения спирали относительно центра трубопровода	От центра входного сечения спирали до центра трубопровода	*С*	12	18	25	30	40
Нарушение формы сечения спирали	—	—	0,01 от размера проверяемого сечения				

До бетонирования верхнюю половину облицовки спиральной камеры покрывают изолирующей прокладкой, состоящей из войлока с двумя слоями рубероида, наклеенного на битуме. Такая прокладка исключает взаимное силовое воздействие бетонного блока здания станции и спиральной камеры турбины. Вес бетонного блока над спиральной камерой при этом передается только на опорные колонны статора, а облицовка спиральной камеры имеет возможность свободно деформироваться при повышениях давления в случаях внезапных сбросов нагрузки на агрегат, не передавая давления на бетон.

Облицовка шахты турбины и ниш сервомоторов. В зависимости от габаритов турбины облицовка шахты поставляется изготовленной из двух половин с вертикальным разъемом и с приваренными нишами сервомоторов направляющего аппарата (когда сервомоторы не устанавливаются на крышке турбины) либо отдельными элементами, свариваемыми на месте установки. В обоих случаях облицовка может собираться

полностью на монтажной площадке и в таком виде устанавливаться на верхний фланец статора или собираться непосредственно на статоре. Сварка облицовки должна производиться плотным швом во избежание протечек воды в шахту турбины. Для этой же цели рекомендуется после выверки и закрепления облицовки приварить сплошным швом нижний фланец ее к статору.

При выверке облицовки шахты турбины основное внимание должно быть уделено правильности положения ниш сервомоторов. В процессе придания облицовке шахты турбины цилиндричности и соосности вертикальной оси агрегата необходимо одновременно обеспечить проектную высоту фланцев ниш сервомоторов, их вертикальность, параллельность оси Y агрегата и проектные расстояния фланцев от осей X и Y (см. рис. 8-6). Отметка осей фланцев сервомоторов проверяется нивелированием их или замером штихмасом расстояния от плоскости верхнего фланца статора до осей фланцев. Отклонение плоскости фланцев от вертикали определяется рамочным уровнем или отвесом, а параллельность плоскостей фланцев оси Y — разницей замеров штихмасом расстояний от струны оси до фланцев ниш в точках, указанных в формуляре. Расстояния между фланцами замеряются штихмасом от струны оси X.

Таблица 8-4

Допуски на сборку и установку облицовок шахты турбины и ниш сервомоторов

Характер отклонения	Место замеров	Обозначение на формуляре	Допустимые отклонения, *мм*, при диаметре рабочего колеса, *м*				
			2,0	3,0	5,0	7,2	9,3
Облицовка ниш сервомоторов:							
отклонение от проектной высотной отметки	От осей сервомоторов до фланца для крышки турбины (на статоре, верхнем кольце направляющего аппарата)	▼*l*	1,0	1,5	2,0	2,0	2,5
отклонение от вертикали фланцев ниш сервомоторов	От отвеса до верхней и нижней кромок фланца	$a_{1,3}$	0,3	0,5	0,8	1,0	1,0
непараллельность фланцев ниш сервомоторов оси Y агрегата	От оси Y до правой и левой кромок фланца	$a_{2,4}$	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0
отклонения в расстояниях ниш сервомоторов от осей X и Y	От оси Y до опорных фланцев сервомоторов	*a*	3,0	5,0	7,0	8,0	10,0
	От оси X до осей сервомоторов	*б*	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
Облицовка шахты турбины:							
нецилиндричность	По диаметру	*R*	10	15	20	30	40
смещение оси облицовки относительно вертикальной оси агрегата	От оси облицовки до оси агрегата		8	12	15	20	25

Если положение осей сервомоторов при проверке получается выше проектного, то следует срезать автогеном фланец облицовки шахты турбины, обрезать облицовку на необходимую высоту и вновь приварить фланец. Во избежание этой сложной операции необходимо при укрупнительной сборке более тщательно и точно проверять высоту и по-

ложение фланцев ниш сервомоторов относительно нижнего фланца облицовки шахты турбины. Цилиндричность облицовки шахты турбины и положение ее относительно оси агрегата проверяются рулеткой.

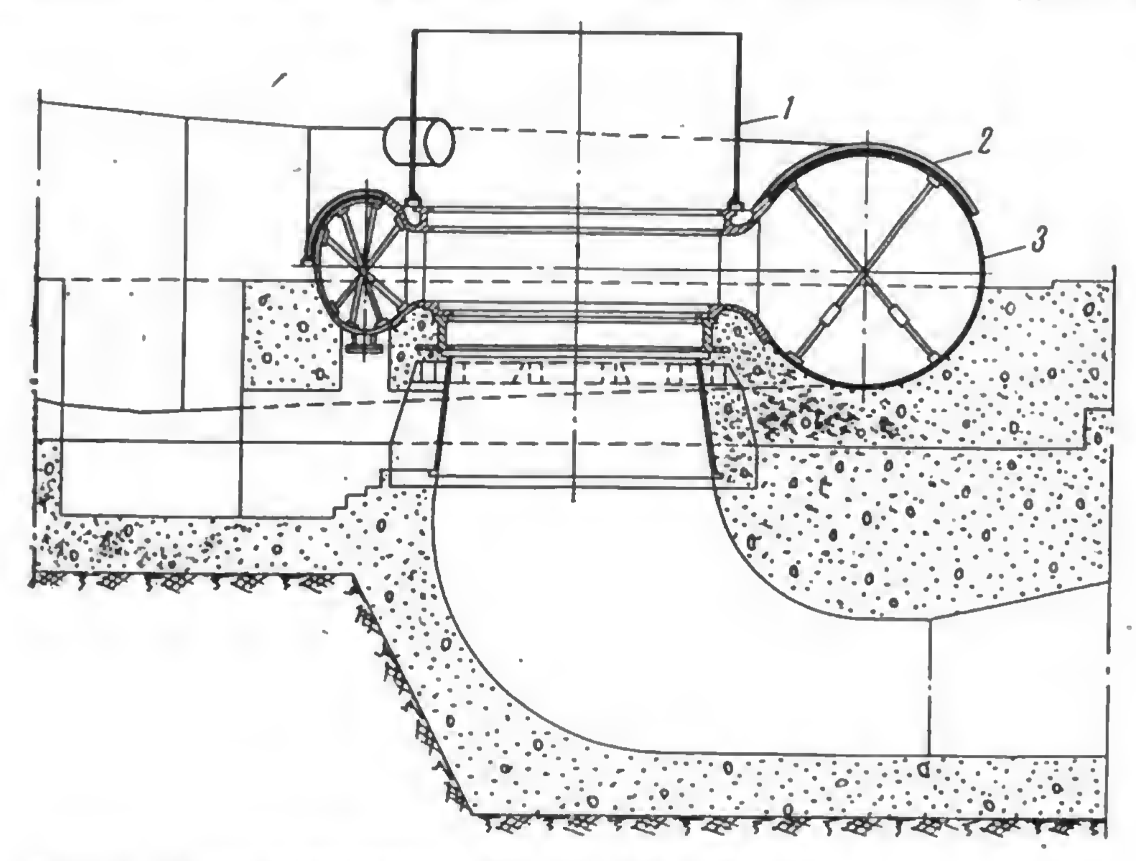


Рис. 8-9. Окончание монтажа закладных деталей турбины.
1 — облицовка шахты турбины; 2 — изоляционная прокладка; 3 — спиральная камера.

Отклонения положения и формы облицовок не должны превышать приведенных в табл. 8-4 величин.

Установкой облицовок шахты турбины и сервомоторов завершается монтаж закладных деталей турбины (рис. 8-9).

8-3. ДЕТАЛИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ВЫСОКОНАПОРНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

Проточная часть высоконапорных радиально-осевых гидротурбин особенно быстро изнашивается вследствие совместного разрушающего действия кавитации и взвешенных наносов. В связи с этим необходимо часто производить ревизии, ремонты и даже замену деталей проточной части, в том числе и рабочих колес. Для удобства и сокращения сроков ремонтов в большинстве конструкций высоконапорных гидротурбин предусматривается возможность замены рабочих колес без сложных и длительных работ по разборке и монтажу турбины и генератора. Это обеспечивается снятием небетонируемых деталей проточной части, после чего рабочее колесо опускается вниз для ремонта или замены.

В турбинах, где меньше опасность разрушения от кавитации и наносов, детали проточной части могут бетонироваться. В таких случаях эти детали по конструкции, изготовлению и монтажу аналогичны деталям проточной части средненапорных турбин. Отличие заключается в применении литых стальных или особо прочных сварных спиральных камер. Ниже рассматривается процесс монтажа небетонируемых деталей проточной части высоконапорной гидротурбины (рис. 8-10).

В состав нижнего узла проточной части турбины входят: спиральная камера стальная литая, нижнее кольцо направляющего аппарата, под-

дон турбины с неподвижным кольцом лабиринтного уплотнения и отсасывающая труба, состоящая из конуса, патрубка и колена.

Монтаж нижнего узла проточной части турбины, как правило, производится штрабным способом в нижеприведенной последовательности:

установка и бетонирование колена отсасывающей трубы;

установка патрубка отсасывающей трубы;

сборка, установка и бетонирование спиральной камеры;

сборка и опускание конуса отсасывающей трубы;

сборка и установка на место нижнего кольца направляющего аппарата с поддоном и лабиринтным кольцом;

установка в проектное положение конуса отсасывающей трубы.

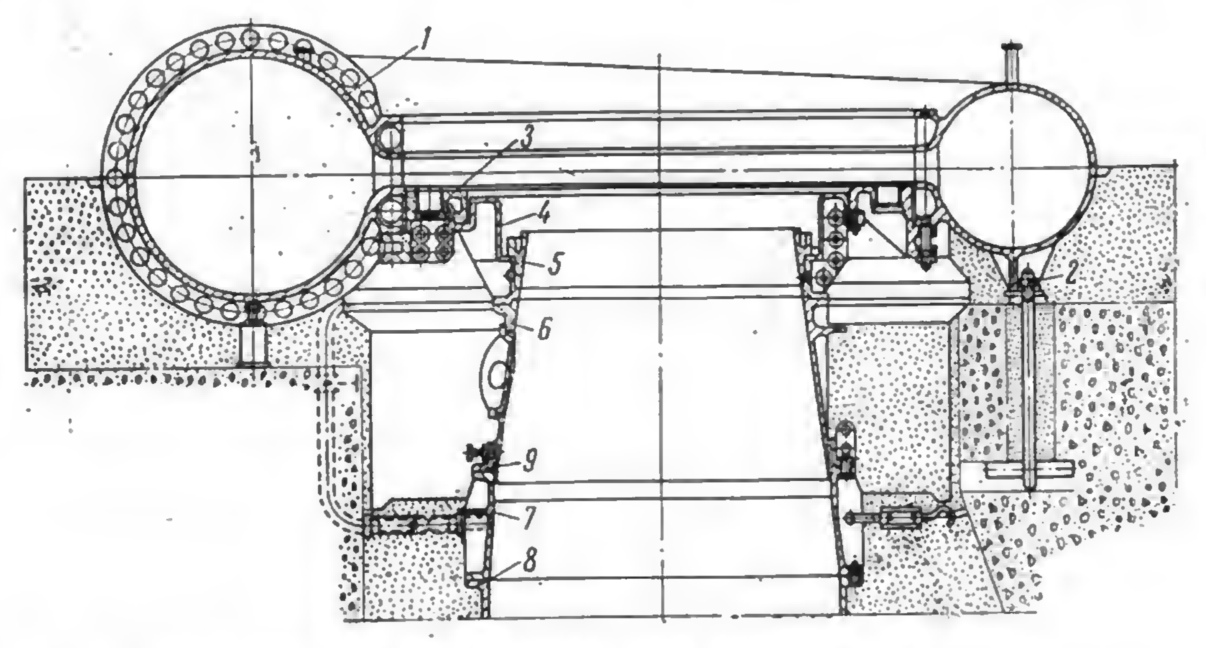


Рис. 8-10. Детали проточной части высоконапорной радиально-осевой турбины.

1 — спиральная камера; 2 — фундаментный болт; 3 — нижнее кольцо направляющего аппарата; 4 — поддон; 5 — неподвижное лабиринтное кольцо; 6 — конус отсасывающей трубы; 7 — переходный патрубок; 8 — колено отсасывающей трубы; 9 — зажимный фланец.

Если бетонный блок агрегата выведен до отметки низа спиральной камеры, то вначале может быть установлена на место спиральная камера, затем отсасывающая труба и другие детали проточного тракта.

Облицовка отсасывающей трубы в данном случае выполнена стальной литой и состоит из облицовки колена, патрубка, конуса и зажимного фланца. Однако применяются также и сварные облицовки отсасывающих труб. Монтаж этого узла начинается установкой в проектное положение колена отсасывающей трубы совместно с патрубком. При выверке колено устанавливается по высоте и оси отсасывающей трубы, а верхний фланец патрубка проверяется относительно оси агрегата по высотному положению и горизонтальности. По окончании выверки колено и патрубок закрепляются растяжками в штрабе и производится их бетонирование.

Конус облицовки, отлитый без разъема, опускается в патрубок и своим фланцем устанавливается на фланец патрубка. В дальнейшем, после окончания монтажа всего нижнего узла проточной части, конус подтягивается вверх и закрепляется к поддону. Нижний конец конуса наружной обработанной поверхностью входит во внутреннюю расточку патрубка с минимальным зазором. Затем устанавливается зажимный фланец, соединяется по разъему с резиновой прокладкой в стыке с конусом и закрепляется на патрубке. Таким образом, нижний конец конуса плотно зажимается в патрубке. В процессе демонтажа при ремонтах зажимный фланец снимается и конус опускается вниз, что позво-

ляет демонтировать таким же способом остальные детали проточной части и рабочее колесо.

Спиральная камера. Литые и сварные спиральные камеры высоконапорных радиально-осевых гидротурбин изготовляются в зависимости от габаритов из двух или четырех частей и полностью обрабатываются на заводе. В процессе заводской контрольной сборки спиральная камера должна быть подвергнута гидравлическому испытанию давлением не менее давления, возникающего в спиральной камере при сбросе полной нагрузки. Поэтому при монтаже гидравлические испытания спиральных камер не производятся.

Спиральная камера может монтироваться в полностью собранном виде, если подгенераторный массив еще не возведен и имеются подъемно-транспортные средства достаточной грузоподъемности, или отдельными элементами со сборкой их на месте установки. Если спиральная камера состоит из четырех частей, то вначале ее собирают в две полуспирали, а затем уже полуспирали соединяют между собой. Учитывая особую важность придания стыкам спиральной камеры полной водонепроницаемости, целесообразно сборку полуспиралей производить в вертикальном положении (рис. 8-11), так как при этом обеспечивается правильное сопряжение полуспиралей, надежная укладка в специальную канавку уплотняющего резинового шнура и, кроме того, удобно затягивать соединительные болты. В вертикальном положении полуспирали устанавливаются кантовкой на 90°. Вначале устанавливается на подкладках и надежно раскрепляется подпорами полуспираль с напорным патрубком, который должен быть направлен вниз. Затем на нее ставится вторая полуспираль, и производится соединение стыка перекрестным затягиванием болтов. По окончании сборки спиральная камера кантуется в горизонтальное положение и устанавливается на место.

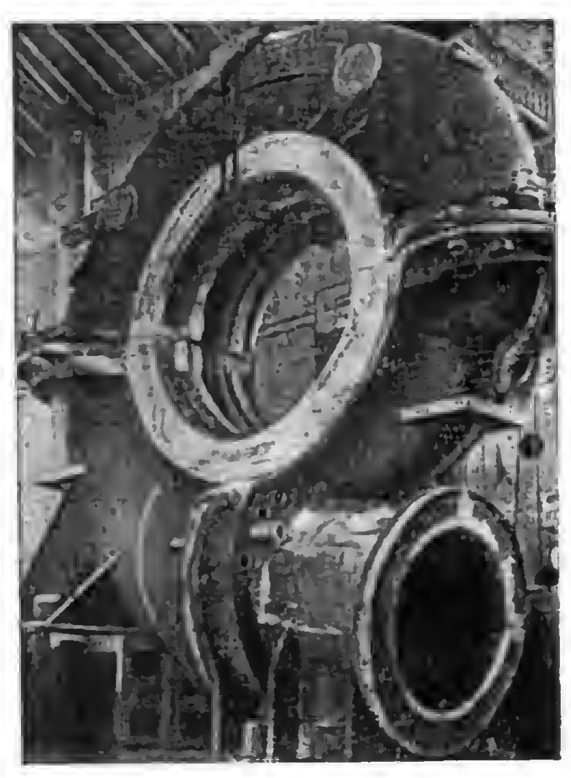
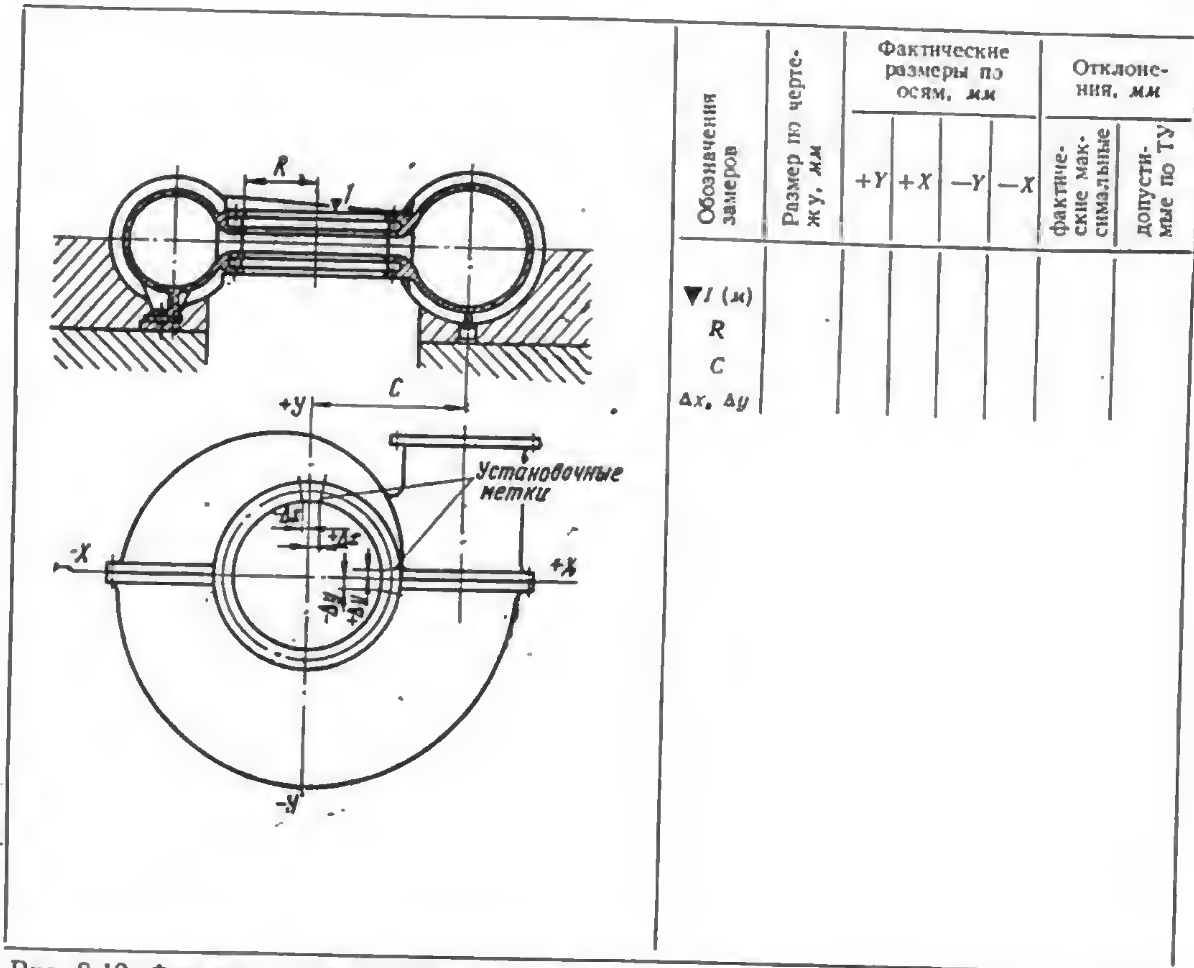


Рис. 8-11. Сборка литой спиральной камеры.

Установленная спиральная камера с помощью клиновых подкладок и монтажных домкратов выверяется по патрубку отсасывающей трубы, если он установлен, либо по положению, заданному проектом. При этом проверяются положение камеры по верхнему фланцу ее относительно оси агрегата (по заводским меткам), высотное положение, горизонтальность, цилиндричность расточек верхнего и нижнего фланцев и положение оси входного патрубка камеры относительно оси Y агрегата. После выверки устанавливаются и бетонируются фундаментные болты, крепящие камеру к фундаменту. По окончании выдержки бетона фундаментные болты затягиваются и окончательно проверяются положение камеры и поверхности ее фланцев. Допускаемые отклонения не должны превышать приведенных в табл. 8-2. Полученные замеры вносятся в монтажный формуляр (рис. 8-12), после чего спиральная камера может быть сдана под бетонирование, если патрубок и колено уже установлены. Если же отсасывающая труба к этому времени не

установлена, то бетонирование спиральной камеры лучше производить одновременно с бетонированием отсасывающей трубы.

Нижнее кольцо направляющего аппарата и поддон выполняются разъемными из двух половин. Для удобства сборки этих деталей внизу на уровне опущенного в патрубок конуса отсасывающей трубы сооружается настил. Вначале собирается нижнее кольцо направляющего аппарата и выверяется его цилиндричность с помощью распоров. Собранное нижнее кольцо поднимается кверху и присоединяется к нижнему фланцу спиральной камеры с постановкой резинового уплотнения в стыке.



Обозначения замеров	Размер по чертежу, мм	Фактические размеры по осям, мм				Отклонения, мм	
		+Y	+X	−Y	−X	фактические максимальные	допустимые по ТУ
▼1 (м)							
R							
C							
Δx, Δy							

Рис. 8-12. Формуляр установки литой спиральной камеры.

После этого собирается поддон с выверкой его цилиндричности, поднимается кверху и присоединяется к фланцу нижнего кольца направляющего аппарата с резиновым уплотнением стыка. Лабиринтное кольцо лучше устанавливать внизу при сборке поддона.

Все стыки деталей при сборке уплотняются свинцовым суриком. Окончательное закрепление и фиксация контрольными шпильками нижнего кольца направляющего аппарата и поддона, а также установка и закрепление конуса облицовки производятся после установки и выверки всех рабочих механизмов турбины, проверки зазоров в лабиринтных уплотнениях и центровки вала гидроагрегата.

8-4. ЗАКЛАДНЫЕ ДЕТАЛИ ПОВОРОТНОЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН

В состав закладных деталей поворотнолопастных гидротубин входят облицовка конуса отсасывающей трубы, статор, камера рабочего колеса, нижнее кольцо направляющего аппарата, облицовки спиральной камеры, верхнее кольцо направляющего аппарата (в некоторых конструкциях) и облицовки шахты турбины и ниш сервомоторов.

Технология и способы монтажа металлических облицовок в основном аналогичны технологии и способам монтажа таких же деталей радиально-осевых турбин. Дополнительные указания по монтажу облицовки конуса отсасывающей трубы приводятся ниже.

Соединение конуса с камерой рабочего колеса осуществляется сопрягающим поясом, привариваемым к камере и облицовке конуса. Подгонку и приварку сопрягающего пояса следует производить после установки и выверки всего нижнего узла закладных деталей, так как в процессе выверки камера рабочего колеса может перемещаться по высоте. Если возникнет необходимость сдать камеру рабочего колеса под бетонирование до установки нижнего кольца направляющего аппарата, то следует верхний фланец камеры поставить по отметке, соответствующей замеренной в натуре высоте нижнего кольца, и затем соединить облицовку конуса с камерой рабочего колеса.

Отклонения при сборке и установке металлических облицовок поворотнолопастных турбин допускаются те же, что и для облицовок радиально-осевых турбин.

Статор турбины. Монтаж кольцевых статоров производят до установки камеры рабочего колеса, что дает возможность раньше начать возведение подгенераторного блока. Технология монтажа их аналогична рассмотренной выше технологии монтажа статоров радиально-осевых турбин. Установка такого статора отдельными элементами (сегментами) производится в приведенном ниже порядке (рис. 8-13).

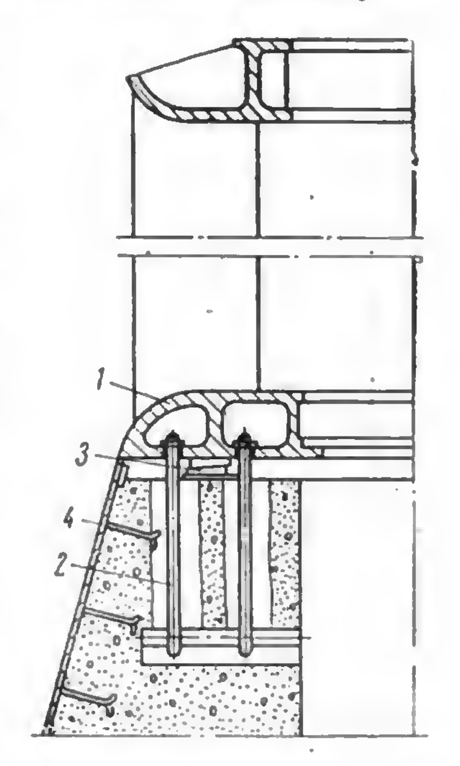


Рис. 8-13. Схема установки кольцевого статора.

После подготовки бетонной опоры для монтажа статора *1* в штрабы закладываются фундаментные болты *2* и устанавливаются металлические подкладки с парными клиньями *3*. При этом опорные поверхности верхних клиньев должны быть на 2—3 *мм* ниже проектной отметки. Клинья устанавливаются рядом с фундаментными болтами по два комплекта на каждую опорную площадку. Затем на место уставливает-

Таблица 8-5

Допуски на сборку и установку статора, камеры рабочего колеса и нижнего кольца направляющего аппарата поворотнолопастных гидротурбин

Характер отклонения	Место замеров	Обозначение на формуляре	Допустимые отклонения *мм*, при диаметре рабочего колеса, *м*			
			3,0	5,0	7,2	9,3
Смещение осевых меток на деталях относительно оси агрегата	От отвесов с осей X и Y до соответствующих осевых меток на устанавливаемой детали	Δx и Δy	2	3	5	7
Отклонение от проектной высотной отметки	Обработанная плоскость верхнего фланца	▼*I*	2	2.5	3	4
Негоризонтальность	То же		0,4	0.5	0,6	0,7
Нецилиндричность	От центральной оси до внутренней расточки детали в местах, заданных формуляром	R	0,8	1,0	1,2	1,5

ся первый сегмент статора, затягивается фундаментными болтами либо надежно крепится растяжками к арматурным конструкциям и проверяется по вертикальности, горизонтальности и положению относительно оси агрегата. Последующие сегменты устанавливаются и проверяются таким же способом (рис. 8-14).

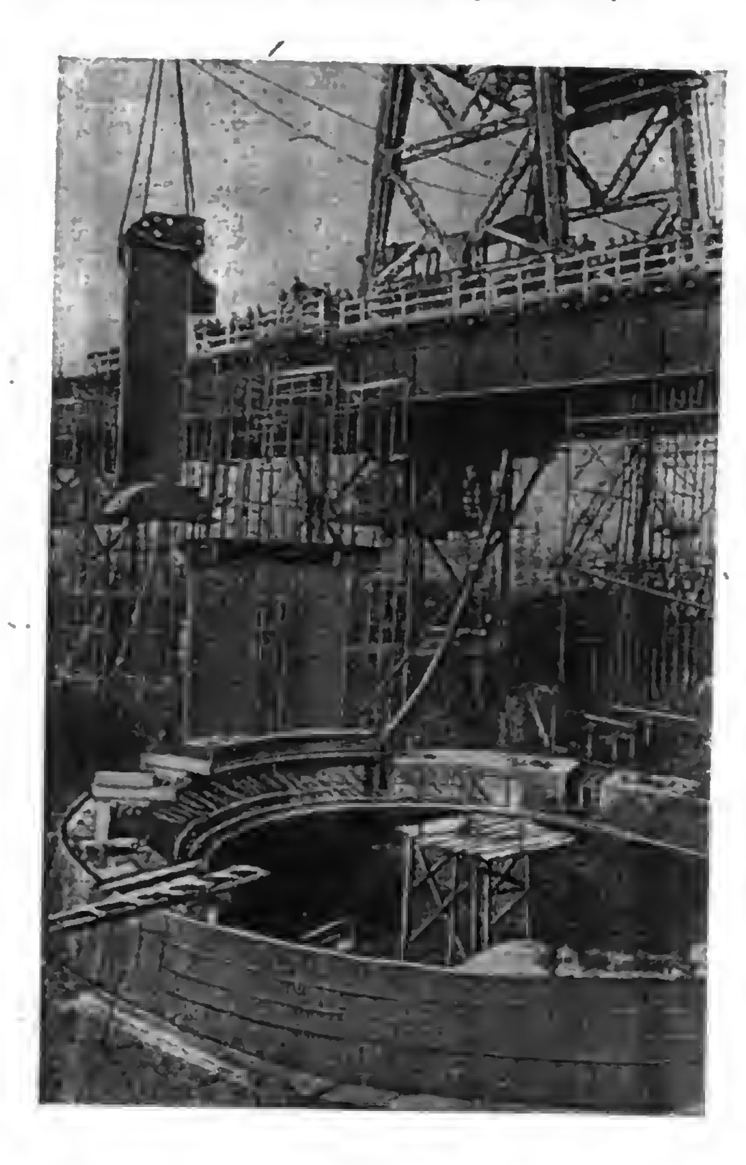


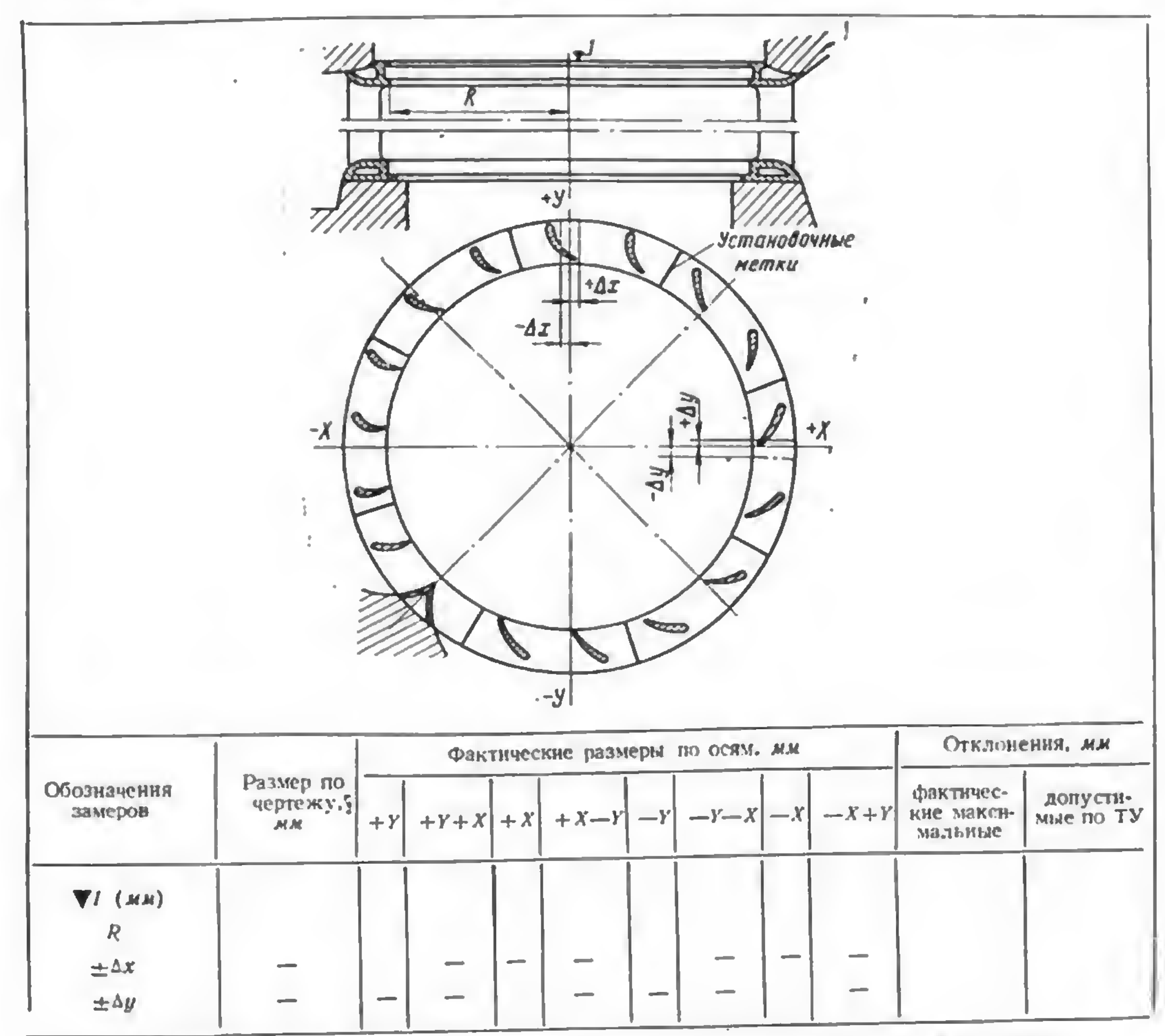
Рис. 8-14. Монтаж кольцевого статора поворотнолопастной турбины отдельными элементами.

По окончании выверки статора производится контрольная подбивка клиньев, после чего полностью затягиваются фундаментные болты. Бетонируется статор вместе с нижней облицовкой *4* (рис. 8-13) спиральной камеры и другими деталями нижнего узла закладных деталей (рис. 8-12). Допуски на сборку и установку статора даны в табл. 8-5. Монтажный формуляр составляется по окончании выверки статора по форме, приведенной на рис. 8-15.

Статоры поворотнолопастных турбин с отъемными колоннами выполняются преимущественно в виде конструкции из отдельно установленных опорных колонн, соединенных сверху кольцом, которое является одновременно и верхним кольцом направляющего аппарата. Монтаж таких статоров целесообразнее производить после установки камеры рабочего колеса и нижнего кольца направляющего аппарата, так как при этом удобнее монтировать верхнее кольцо статора, используя нижнее кольцо направляющего аппарата как базу для опирания и выверки сегментов верхнего кольца, а также для выверки собранного статора. Схема установки статора с отъемными колоннами приведена на рис. 8-16.

Установка опорных колонн на фудаменте производится на металлических подкладках с парными клиньями и закреплением колонн фун-

даментными болтами, так же как и кольцевых статоров. Для определения и разметки положения в плане каждой колонны на верхнем фланце нижнего кольца направляющего аппарата сооружается чистый деревянный настил, на поверхности которого и производится разметка положения колонн. Положение колонны в плане определяется заданным радиусом расположения носков колонн и шагом между ними. Выверка положения колонн может производиться и без настила по специальному



Обозначения замеров	Размер по чертежу, мм	Фактические размеры по осям, мм								Отклонения, мм	
		+Y	+Y+X	+X	+X−Y	−Y	−Y−X	−X	−X+Y	фактические максимальные	допустимые по ТУ
▼l (мм)											
R											
±Δx	—		—	—	—		—	—	—		
±Δy	—	—	—		—	—	—		—		

Рис. 8-15. Формуляр установки кольцевого статора поворотнолопастной турбины.

шаблону для каждой группы одинаково направленных колонн (рис. 8-17). Шаблоны при этом устанавливаются на нижнее кольцо направляющего аппарата и фиксируются на нем по заводским меткам.

До установки опорных колонн на вертикальной поверхности их наносят риски, равноудаленные от верхней плоскости колонны и служащие для выверки высотного положения колонны.

Установленные по разметке или шаблонам колонны закрепляются фундаментными болтами. Проверку вертикальности колонн выполняют с помощью отвеса, замеряя от струны отклонения у носка и боковой поверхности колонны, как показано на монтажном формуляре (рис. 8-18). Высотное положение колонн проверяется нивелиром по риске, нанесенной на колоннах. Отклонения фактического положения колонн от проектного установлены допусками, приведенными в табл. 8-6. Окончательная проверка положения колонн производится при полностью затянутых фундаментных болтах, и данные этой проверки заносятся в монтажный формуляр. По окончании выверки фундаментные блоки могут быть забетонированы.

Таблица 8-6

Допуски на установку опорных колонн статора

Проверяемое положение	Место замеров	Обозначение на формуляре	Допустимые отклонения, мм, при диаметре рабочего колеса, м			
			3	5	7,2	9,3
Положение колонны в плече	От касательной к разметочной окружности до кромки колонны	Δb	4	5	6	8
	От установочной окружности до кромки колонны	R_0	6	10	15	20
Шаг на установочной окружности	На хорде установочной окружности	t	8	10	12	15
Вертикальность (наклон)	По боковой стороне и кромке	*а* и *б*	4	6	8	10
Положение по высоте	Верхняя опорная плоскость колонны	—	8	10	12	15

Для опирания и выверки сегментов верхнего кольца статора при их установке применяются монтажные колонны, регулируемые по высоте (рис. 8-16) и фиксируемые в гнезде подшипника на нижнем кольце направляющего аппарата. Под каждый сегмент устанавливается по три такие колонны — по одной у стыков и одна в середине.

Высотное положение собранного верхнего кольца статора проверяется замерами штихмасом в восьми точках расстояния от верхней плоскости нижнего кольца направляющего аппарата до нижней плоскости верхнего кольца. Этот размер должен обязательно соответствовать фактической высоте направляющих лопаток и сумме верхнего и нижнего торцевых зазоров направляющего аппарата. В зазорах должен учитываться прогиб верхнего кольца направляющего аппарата от осевого усилия. Горизонтельность верхнего кольца проверяется нивелированием его верхнего фланца.

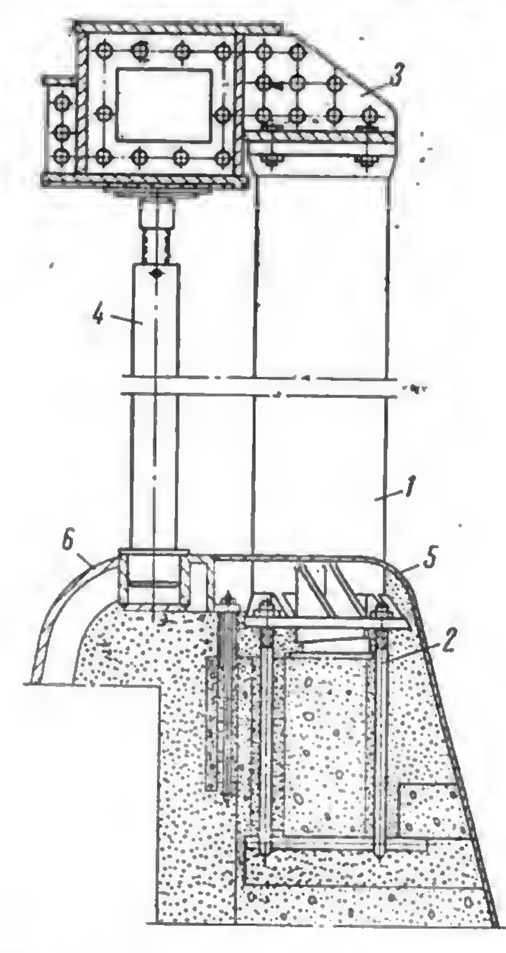


Рис. 8-16. Схема установки статора с отъемными колоннами.

1 — колонна; *2* — фундаментный болт; *3* — верхнее кольцо статора; *4* — монтажная колонна; *5* — облицовка нижнего конуса спирали; *6* — нижнее кольцо направляющего аппарата.

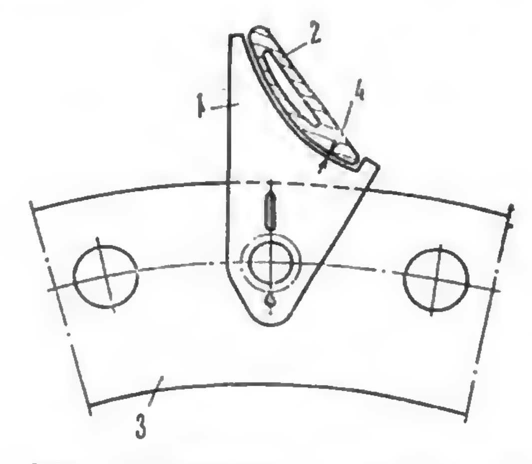
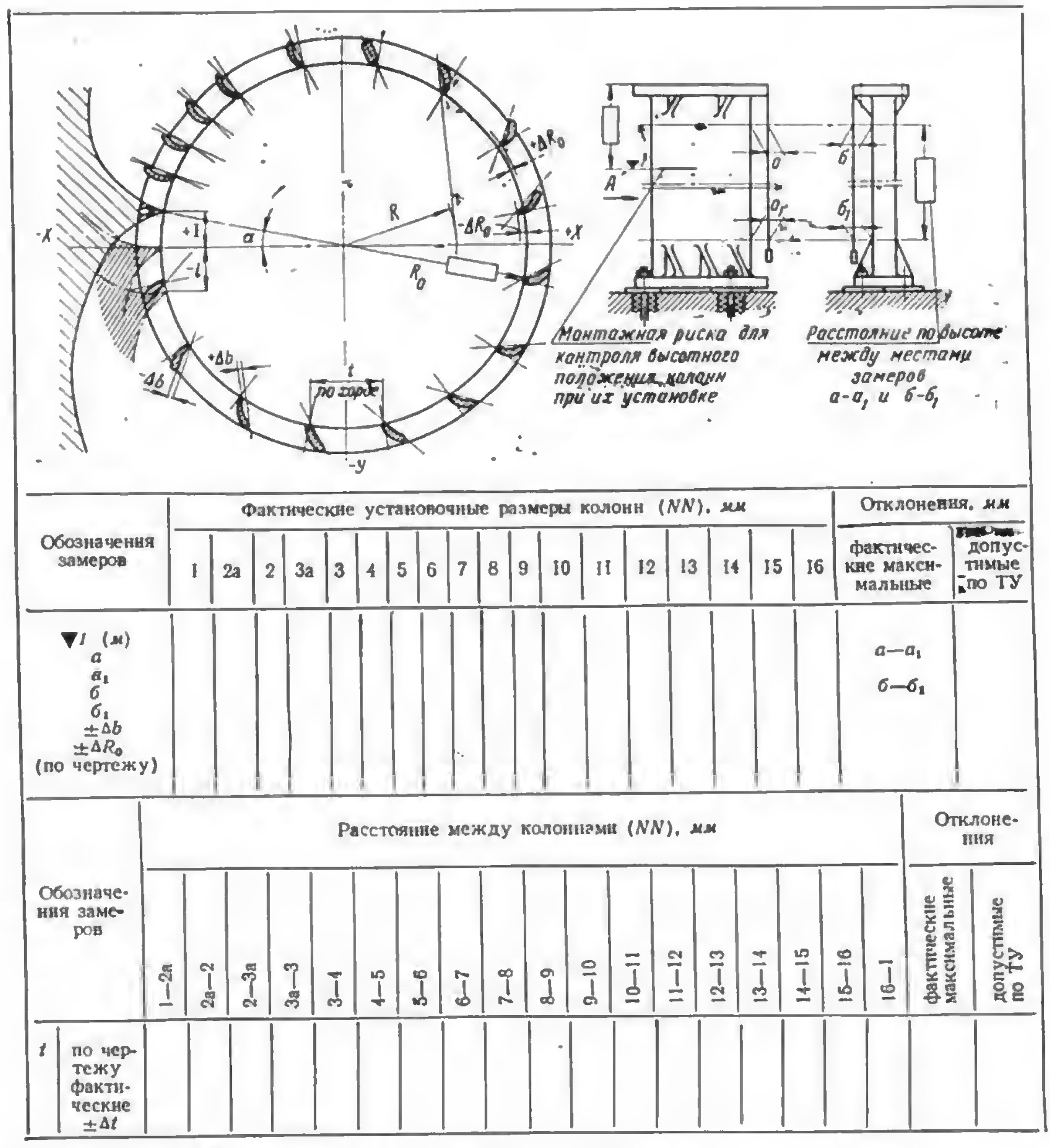


Рис. 8-17. Проверка положения опорной колонны статора по шаблону.

1 — шаблон; *2* — колонна; *3* — нижнее кольцо направляющего аппарата; *4* — зазор между профилями колонн и шаблоном.

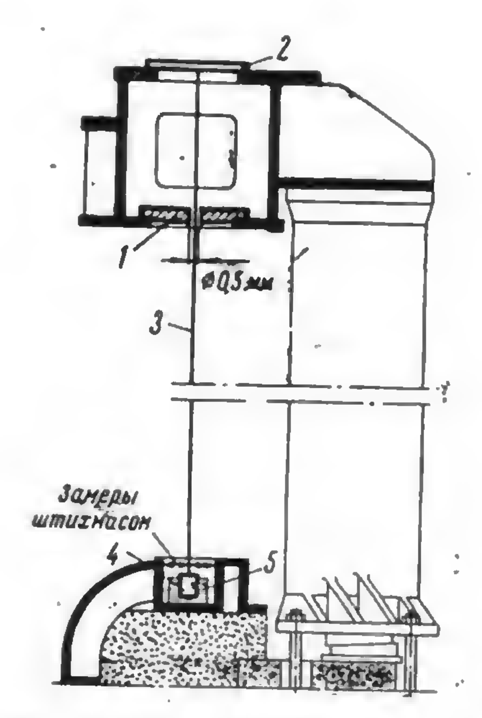


Обозначения замеров	Фактические установочные размеры колонн (*NN*), *мм*																		Отклонения, *мм*	
	1	2а	2	3а	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	фактические максимальные	допустимые по ТУ
▼*l* (*м*) *а* $а_1$ *б* $б_1$ $\pm\Delta b$ $\pm\Delta R_0$ (по чертежу)																			$а—а_1$ $б—б_1$	

Обозначения замеров		Расстояние между колоннами (*NN*), *мм*																		Отклонения	
		1—2а	2а—2	2—3а	3а—3	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8	8—9	9—10	10—11	11—12	12—13	13—14	14—15	15—16	16—1	фактические максимальные	допустимые по ТУ
t	по чертежу фактические $\pm\Delta t$																				

Рис. 8-18. Формуляр установки опорных колонн статора.

Центровка верхнего кольца статора относительно нижнего кольца направляющего аппарата может быть произведена с помощью специального приспособления (рис. 8-19), состоящего из калиброванного диска *1*, верхнего диска *2*, струны *3*, груза *4* и сосуда с маслом *5*. Такие приспособления устанавливаются в восемь гнезд подшипников направляющих лопаток в верхнем кольце. Произведя замеры от струны до стенок гнезда нижнего подшипника по двум диаметрально противоположным направлениям, определяют несоосность гнезд подшипников, а следовательно, и колец направляющего аппарата. Иногда предварительно устанавливают шесть — восемь направляющих лопаток с подшипниками и выверяют верхнее кольцо статора до тех пор, пока все установленные лопатки не будут достаточно легко поворачиваться от руки с помощью специального рычага. Центровка верхнего кольца может быть осуществлена также специальной калиброванной штангой. Для этого ставят на место временно шесть — восемь диаметрально расположенных верхних и нижних подшипников лопаток и выверяют кольцо так, чтобы штанга легко входила и вращалась в обоих подшипниках.



Перемещение верхнего кольца при выверке осуществляется аналогично перемещениям кольцевого статора. Результаты выверки верхнего кольца вносятся в формуляр установки верхнего узла закладных деталей (рис. 8-20). По окончании выверки статора производится монтаж облицовок шахты турбины и шахт сервомоторов.

Облицовки спиральной камеры. Бетонные спиральные камеры поворотнолопастных турбин на участках сопряжения со статором в местах наибольших скоростей воды облицовываются металлическими листами, предохраняющими бетон от разрушения.

Рис. 8-19. Центровка верхнего кольца статора.

Обозначения замеров	Размер по чертежу, мм	Фактические размеры по осям, мм								Отклонения, мм	
		+Y	+Y+X	+X	+X−Y	−Y	−Y−X	−X	−X+Y	фактические максимальные	допустимые по ТУ
▼2 (м) R R_1 b											

Обозначения замеров	Положение и размеры шахт сервомоторов						
	Сервомотор со статором				Сервомотор без статора		
	Размеры, мм		Отклонения, мм		Размеры, мм		Отклонения, мм
	по чертежу	фактические	фактические максимальные	допустимые по ТУ	по чертежу	фактические максимальные	допустимые по ТУ
▼1 (м) a_1 a_2 a_3			a_1-a_3 a_2-a_4				a_1-a_3 a_2-a_4

Рис. 8-20. Формуляр установки верхнего узла закладных деталей поворотнолопастных турбин.

Монтаж нижней облицовки спиральной камеры (см. рис. 8-13) может производиться после установки колонн статора и нижнего кольца направляющего аппарата или кольцевого статора. Подгонка листов к колоннам выполняется с помощью предварительно изготовленных для каждой колонны фанерных шаблонов, по которым и вырезается автогеном отверстие под колонну в листе облицовки. Одновременно лист подгоняется и по нижнему кольцу направляющего аппарата. Остальные листы подгоняются по установленным ранее с разделкой кромок под сварку. После пригонки всех листов к ним привариваются анкерные планки, облицовка окончательно крепится к нижнему кольцу или к фланцу статора и производится сварка стыков листов и приварка облицовки к колоннам. По окончании монтажа облицовки нижний узел закладных деталей сдается под бетонирование. Для заполнения бетоном пространства под облицовкой в верхних листах ее предусматриваются отверстия достаточного размера, которые после бетонирования завариваются заглушками.

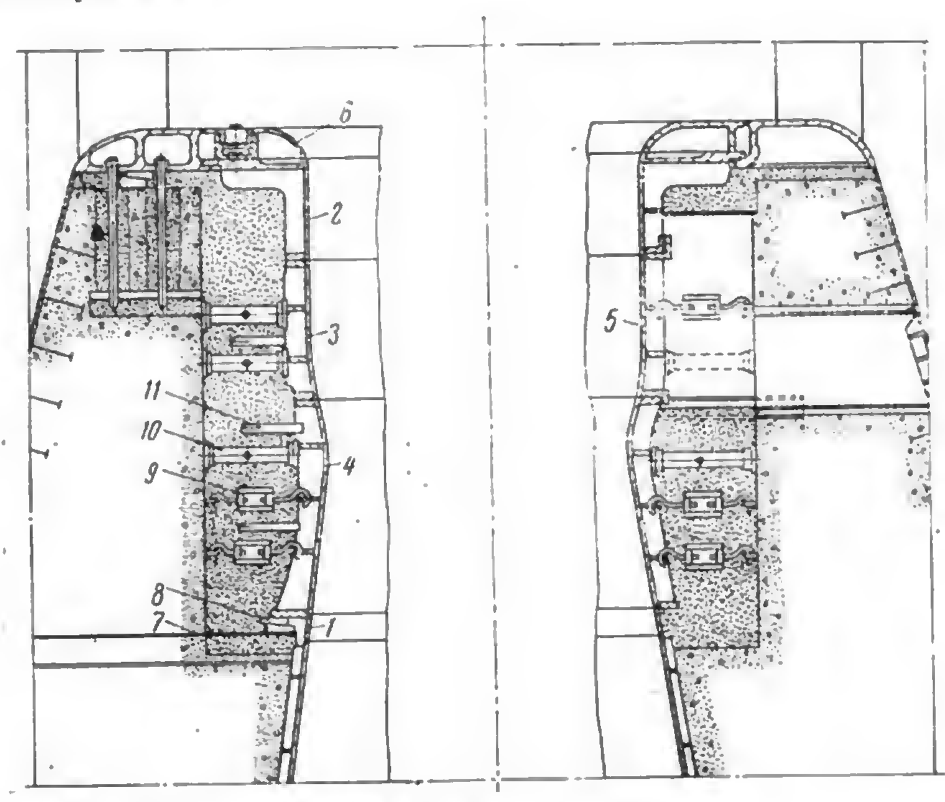


Рис. 8-21. Установка камеры рабочего колеса.

1 — сопрягающий пояс; *2* — первый пояс камеры (опорное кольцо); *3* — второй пояс камеры; *4* — третий пояс камеры; *5* — съемный люк; *6* — нижнее кольцо направляющего аппарата; *7* — опорная балка; *8* — клинья; *9* — растяжка; *10* — распорный домкрат; *11* — анкерная планка.

Верхняя облицовка спиральной камеры присоединяется к верхнему кольцу статора, и монтаж ее осуществляется способами, аналогичными способам монтажа нижней облицовки. По окончании монтажа верхней облицовки спиральной камеры и облицовок шахт турбины и сервомоторов производится бетонирование верхнего узла закладных деталей.

Камера рабочего колеса монтируется обычно в штрабе, оставленной при возведении бетонного основания для статора турбины. При этом в зависимости от условий строительства машинного здания камера может устанавливаться до или после монтажа статора. Возможна установка камеры также и до возведения бетонного основания статора — бесштрабным способом. Однако этот способ монтажа менее удобен, так как усложняется и затрудняется возможность придания камере проектной формы.

Блочный монтаж камер рабочего колеса крупных гидротурбин затрудняется из-за недостаточной жесткости конструкций камер и возможности значительных деформаций их при подъеме, транспортировке и установке на место. Поэтому камеры монтируются обычно отдельными элементами, собираемыми на месте установки (рис. 8-21).

Для установки камеры и возможности выверки высотного и осевого ее положения бетонируются опорные балки с отметкой верхней поверхности их несколько ниже проектной отметки.

Сборку камеры целесообразно осуществлять, не затягивая вначале полностью соединений элементов и поясов, с предварительной центровкой по оси агрегата и выверкой геометрической формы. Окончательное же затягивание соединений и выверку положения и формы камеры следует производить в полностью собранном виде совместно с нижним кольцом направляющего аппарата. При сборке камеры необходимо надежно обеспечивать плотность стыков между элементами и поясами с целью предотвращения протечек воды и размыва бетона.

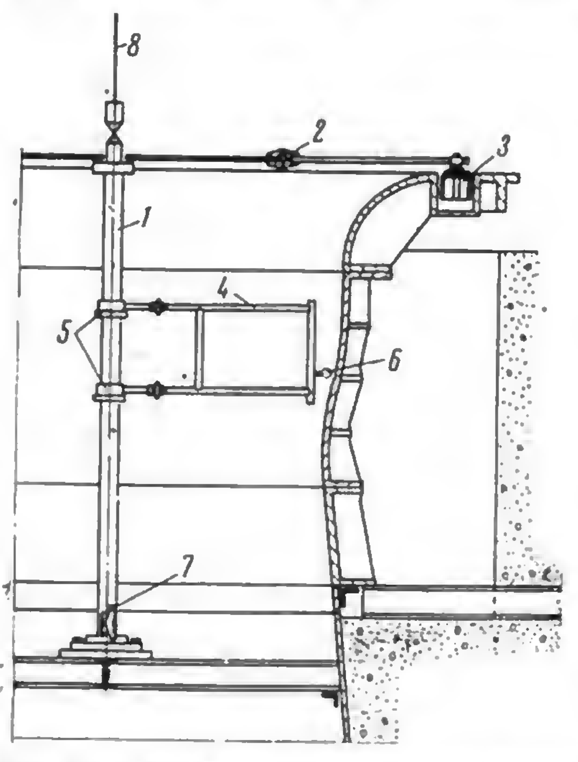


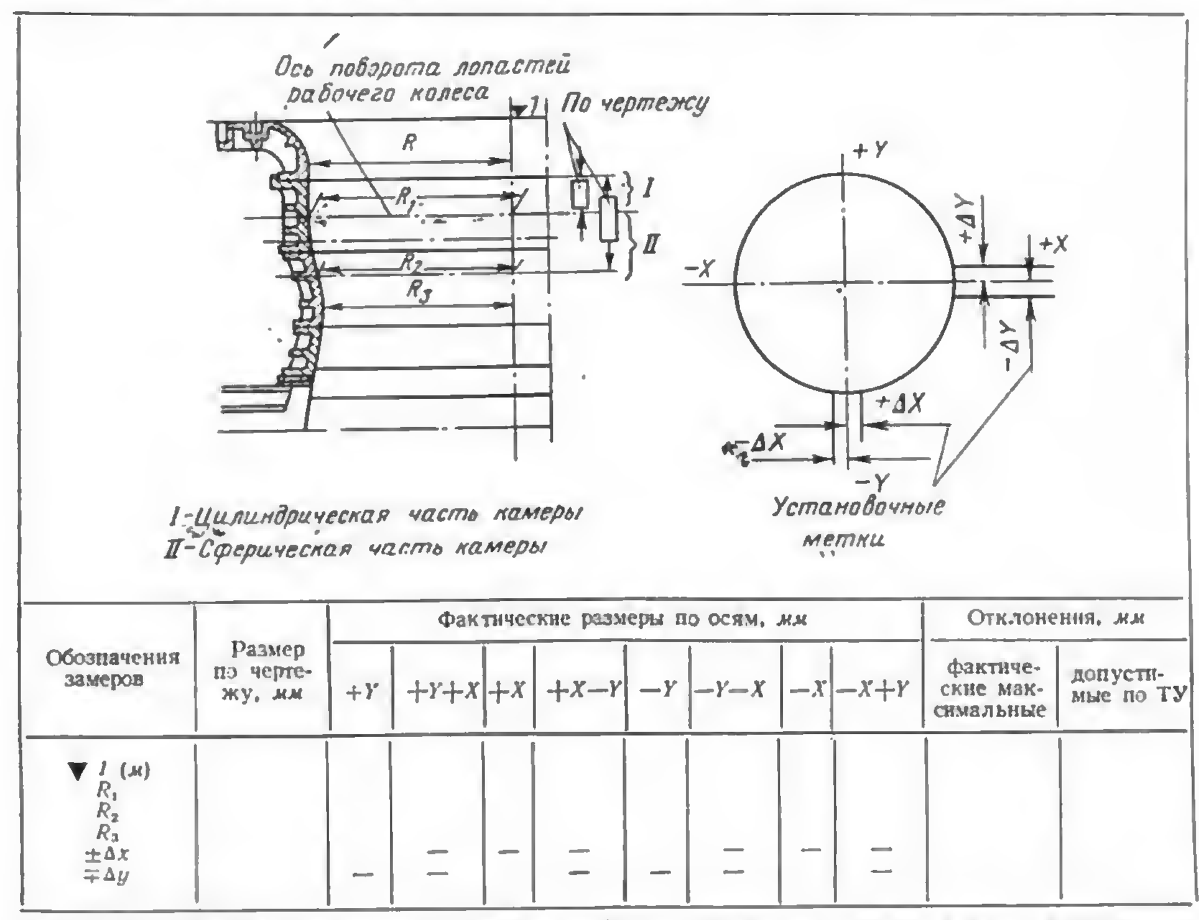
Рис. 8-22. Проверка цилиндричности камеры рабочего колеса.

1 — трубчатая штанга; 2 — растяжка; 3 — втулка; 4 — консоль; 5 — хомутик; 6 — индикатор; 7 — отвес; 8 — осевой отвес.

Перед началом монтажа камеры на опорные балки устанавливаются с проверкой по нивелиру подкладки и парные клинья на 8—10 *мм* ниже проектной отметки. При этом рекомендуется проверить высоту элементов камеры в натуре и с учетом фактических размеров, которые могут значительно отклоняться от проектных, установить необходимую отметку клиньев с тем, чтобы верхняя поверхность нижнего кольца направляющего аппарата находилась на проектной отметке, после чего устанавливаются, выверяются и соединяются между собою элементы нижнего пояса камеры. Предварительная центровка собранного пояса и проверка цилиндричности его производятся замерами металлической калиброванной рулеткой от осевой струны. Горизонтальность пояса проверяется по уровню. По окончании предварительной выверки нижнего пояса в таком же порядке монтируются последующие пояса и нижнее кольцо направляющего аппарата, по которому и производится окончательная выверка камеры. Если нижнее кольцо не бетонируется, то выверка камеры осуществляется по опорному кольцу, на которое устанавливается нижнее кольцо направляющего аппарата. В таких конструкциях опорное кольцо является верхней частью камеры.

При выверке положения в плане нижнего кольца направляющего аппарата заводские метки на верхней плоскости его по осям X и Y совмещаются с соответствующими осями агрегата. Выверка высотного положения и горизонтальности производится нивелированием верхней плоскости кольца. Для выверки соосности нижнего кольца направляющего аппарата оси агрегата на верхней плоскости кольца на заводе протачивается риска, проходящая через оси отверстий под нижние цапфы направляющих лопаток, по которой и проверяется соосность кольца замерами расстояний от осевой струны до риски.

Проверку цилиндричности нижнего кольца и камеры удобнее осуществлять с помощью специального приспособления, одна из конструкций которого показана на рис. 8-22. Проверка производится в трех сечениях по высоте и не менее чем в восьми точках каждого сечения.



Обозначения замеров	Размер по чертежу, мм	Фактические размеры по осям, мм								Отклонения, мм	
		+Y	+Y+X	+X	+X−Y	−Y	−Y−X	−X	−X+Y	фактические максимальные	допустимые по ТУ
▼ I (м)											
R_1											
R_2											
R_3											
$\pm\Delta x$			—	—	—		—	—	—		
$\mp\Delta y$		—	—		—	—	—		—		

Рис. 8-23. Формуляр установки камеры рабочего колеса и нижнего кольца направляющего аппарата.

По окончании выверки производятся полное затягивание всех болтовых соединений элементов камеры и нижнего кольца направляющего аппарата, прихватка электросваркой резьбовых соединений и креплений растяжек и домкратов с последующей контрольной проверкой центровки. Результаты выверки нижнего кольца и камеры рабочего колеса вносятся в формуляр (рис. 8-23), а затем установленные узлы сдаются под бетонирование.

8-5. НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ ГИДРОТУРБИНЫ

Конструктивные, технологические и монтажные различия в деталях направляющих аппаратов радиально-осевых и поворотнолопастных турбин незначительны. Так, нижнее кольцо направляющего аппарата является частью проточного тракта в обоих типах турбин. В поворотнолопастных турбинах оно бетонируется вместе с камерой рабочего колеса или устанавливается небетонируемым на опорное кольцо, а в радиально-осевых турбинах кольцо не бетонируется и устанавливается обычно на статор турбины. Верхнее кольцо направляющего аппарата поворотнолопастных турбин является отдельной деталью либо совмещено со статором, а в радиально-осевых турбинах оно конструктивно объединено с крышкой турбины. Все остальные детали направляющего аппарата турбин обоих типов различия не имеют. Монтажные особенности направляющих аппаратов поворотнолопастных и радиально-осевых турбин заключаются лишь в некотором изменении последователь-

ности установки отдельных деталей. Так, в радиально-осевых турбинах нижнеее кольцо направляющего аппарата и его лопатки устанавливаются после опускания рабочего колеса на место, а в поворотнолопастных турбинах — до опускания рабочего колеса. Поэтому описание технологии монтажа деталей направляющего аппарата поворотнолопастных и радиально-осевых турбин объединено с выделением некоторых особенностей монтажа каждого из этих типов турбин.

Монтажные операции по направляющему аппарату обычно выполняются в нижеприведенной последовательности:

1) сборка либо установка в собранном виде нижнего кольца направляющего аппарата:

на опорное кольцо — в поворотнолопастных турбинах в случае, если оно не забетонировано ранее;

на нижний фланец статора — в радиально-осевых турбинах;

2) установка направляющих лопаток в нижнее кольцо направляющего аппарата;

3) установка на статор верхнего кольца направляющего аппарата в поворотнолопастных турбинах (если оно не объединено с верхним кольцом статора) или крышки турбины в радиально-осевых турбинах;

4) монтаж подшипников направляющих лопаток;

5) выверка верхнего кольца направляющего аппарата или крышки турбины по легкости поворота лопаток;

6) окончательная установка подшипников направляющих лопаток;

7) установка крышки турбины (в поворотнолопастных турбинах);

8) монтаж опоры регулирующего кольца и регулирующего кольца;

9) монтаж механизмов поворота направляющих лопаток (рычагов, накладок и серег);

10) выверка, вывешивание и заклинивание направляющих лопаток;

11) установка на место сервомоторов направляющего аппарата;

12) соединение тягами регулирующего кольца с сервомоторами;

13) соединение сервомоторов трубопроводами с маслонапорной установкой и заполнение маслом системы регулирования;

14) проверка и наладка работы направляющего аппарата и создание натяга в его механизмах.

По времени выполнения монтаж деталей направляющего аппарата поворотнолопастных турбин можно разделить на два этапа. На первом этапе устанавливаются нижнее и верхнее кольца направляющего аппарата, монтируются и проверяются лопатки с подшипниками и уплотнениями и насаживаются рычаги, после чего монтаж направляющего аппарата прерывается. Второй этап монтажа начинается по окончании установки и центровки вала и крышки турбины. В дальнейшем монтируется регулирующее кольцо с опорой, устанавливаются сервомоторы и производится соединение рычагов лопаток серьгами с регулирующим кольцом и соединение регулирующего кольца с тягами сервомоторов.

В радиально-осевых турбинах монтаж направляющего аппарата может производиться без перерыва. Начинается он также установкой нижнего кольца. Затем устанавливаются направляющие лопатки и опускается на место крышка турбины, совмещенная с верхним кольцом направляющего аппарата. После выверки крышки турбины по направляющим лопаткам монтаж направляющего аппарата заканчивается полностью. Соосность вала турбины оси агрегата в этом случае проверяется по крышке турбины.

До установки направляющих лопаток необходимо проверить их посадочные места в нижнем и верхнем кольцах направляющего аппарата, а также сопрягаемые размеры цапф лопаток и подшипниковых втулок. Лигнофолевые втулки в связи с последующим разбуханием

их должны быть утоплены на 2—3 *мм* в нижнее кольцо. Проверяется также фактическая высота каждой направляющей лопатки.

При установке небетонируемого нижнего кольца направляющего аппарата проверяется не менее чем в восьми противолежащих сечениях расстояние от верхней поверхности нижнего кольца до опорной поверхности верхнего кольца фланца статора (рис. 8-24). Эта высота должна быть равна:

$$h = B + a + б + h_1,$$

где B — измеренная в натуре наибольшая высота лопатки;

a, $б$ — торцевые зазоры в лопатках;

h_1 — измеренная высота от верхней обтекаемой плоскости статора до опорной поверхности его верхнего фланца.

Если полученная высота меньше необходимой, то под крышку турбины или под верхнее кольцо направляющего аппарата следует подложить прокладку требуемой толщины из парусины, смазанной свинцовым суриком. В случае большей высоты под нижнее кольцо надо подложить соответствующие металлические прокладки. Такие же проверки производятся при установке верхнего кольца направляющего аппарата или статора, когда нижнее кольцо забетонировано.

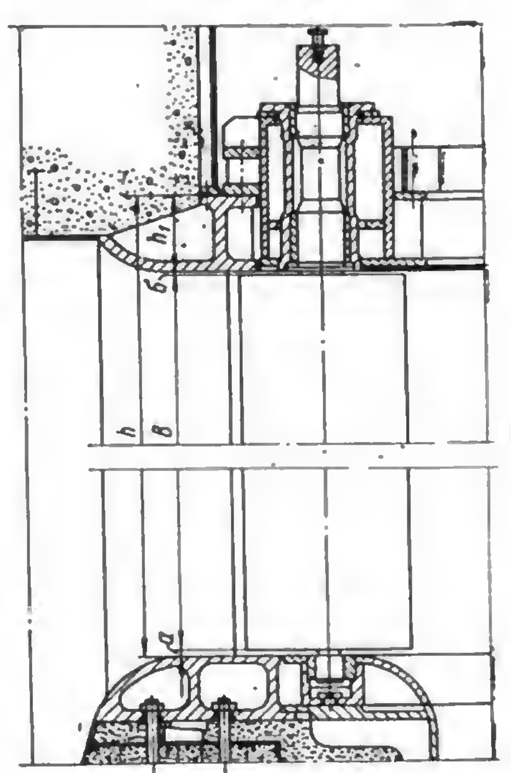


Рис. 8-24. Схема проверки высоты направляющего аппарата.

Установка направляющих лопаток в гнезда нижнего кольца в радиально-осевых турбинах и в поворотнолопастных с отъемным верхним кольцом направляющего аппарата производится сверху. В поворотнолопастных турбинах с установленным верхним кольцом направляющего аппарата лопатки ставятся также сверху, если в верхнем кольце есть соответствующие отверстия, или заводятся снизу при их отсутствии. По окончании установки всех направляющих лопаток опускается на место крышка турбины или верхнее кольцо направляющего аппарата и производится их центровка по легкости вращения направляющих лопаток от руки с помощью специального ключа. Для этого крышка турбины или верхнее кольцо направляющего аппарата устанавливается на лопатки с шестью — восемью закрепленными подшипниками.

По окончании проверки крышки турбины или верхнего кольца по оси агрегата и легкости вращения лопаток на место устанавливаются все подшипники направляющих лопаток с уплотнениями и подводятся трубки для смазки подшипников и для отвода воды, просачивающейся через уплотнения. Затем устанавливаются рычаги лопаток с помощью специального приспособления (рис. 8-25), и производится подвешивание лопаток на рычагах с выверкой торцевых зазоров между лопатками и нижним кольцом направляющего аппарата и крышкой турбины или верхним кольцом. Подвешивание лопаток и регулирование зазоров осуществляются с помощью болтов, опирающихся головкой на крышку рычага. При этом верхний зазор должен быть немного меньше нижнего с учетом некоторого прогиба крышки турбины под нагрузкой и воз-

можного износа опорных поверхностей рычагов. После вывешивания лопаток рычаги закрепляются на цапфах лопаток разъемными шпонками, устанавливаемыми перпендикулярно образующей цапфы. Вертикальные плоскости между соприкасающимися лопатками должны быть проверены и при необходимости подогнаны так, чтобы зазор между ними в лопатках с резиновыми уплотнениями был равномерным и обеспечивал зажатие резины, а в лопатках с металлическими уплотнениями — отсутствовал. После этого в поворотнолопастных турбинах монтаж направляющего аппарата прекращается до установки рабочего колеса и крышки турбины, а в радиально-осевых продолжается дальше.

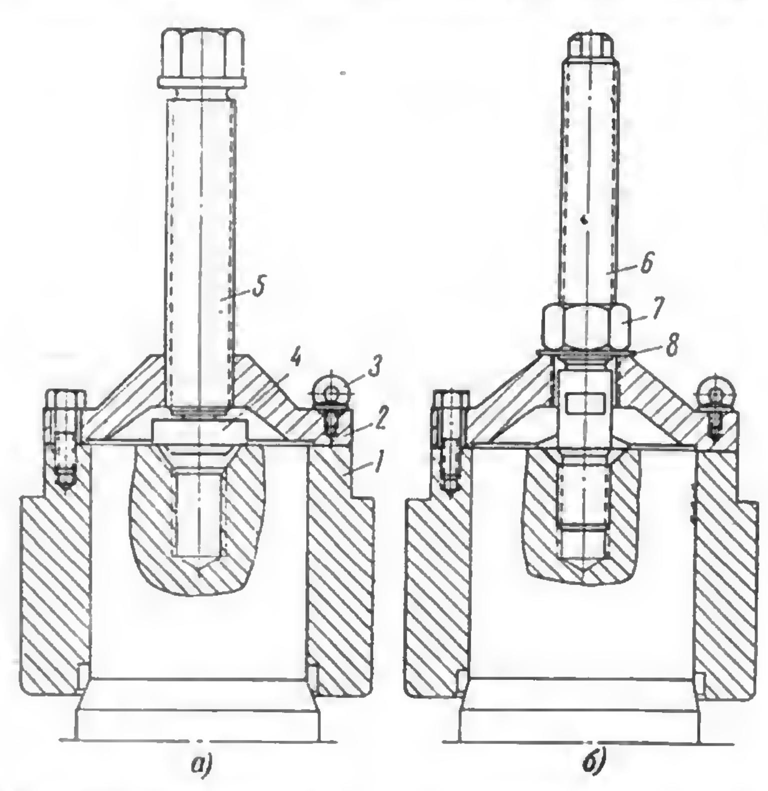


Рис. 8-25. Приспособление для насадки и съема рычагов направляющих лопаток.

а — насадка рычагов; б — съем рычагов; 1 — рычаг; 2 — корпус приспособления; 3 — рым-болт; 4 — подкладка; 5 — винт; 6 — шпилька; 7 — гайка; 8 — шайба.

Опора регулирующего кольца устанавливается на крышке турбины на монтажной площадке или в шахте агрегата, выверяется по осям агрегата в соответствии с заводскими метками и закрепляется болтами. Ванна опоры заполняется маслом или густой смазкой. Установленное регулирующее кольцо проверяется по высотному положению проушин, которое должно соответствовать высотному положению штоков сервомоторов. С помощью талей или вручную проверяется легкость поворота кольца в пределах его хода.

Серьги, соединяющие рычаги лопаток с регулирующим кольцом, являются замыкающим звеном кинематической цепи механизма поворота направляющего аппарата, и поэтому длина их обычно может регулироваться при установке с помощью резьбы разного направления в головках серег. Перед установкой серег все лопатки должны быть закрыты и по возможности стянуты по периферии тросом или хомутом. Регулирующее кольцо также устанавливается на закрытие и в этом положении временно закрепляется, после чего производится установка серег на рычаги и проушины регулирующего кольца и закрепление их без постановки срезных болтов. Затем последовательно устанавливаются на всех серьгах срезные болты с регулировкой длины серег.

Сервомоторы направляющего аппарата перед установкой следует тщательно очистить, осмотреть и проверить, а при необходимости и разобрать. При установке сервомоторы, располагаемые как в специальных шахтах, так и на крышке турбины, должны быть выверены по положению их осей и по высоте в соответствии с положением проушин регулирующего кольца. Соединение штока сервомотора с проушиной регулирующего кольца осуществляется специальной гайкой, имеющей на концах резьбу разного направления, что дает возможность регулировать длину штока сервомотора.

Постановка резиновых уплотнений в тело лопатки, а также в нижнее кольцо направляющего аппарата и в крышку турбины (верхнее кольцо направляющего аппарата) производится с помощью специального устройства при полностью открытом направляющем аппарате, после чего проверяются действие кинематической цепи направляющего аппарата, величины открытия направляющих лопаток и зазоров между ними.

Ориентировка лопаток по осям X, Y	№ лопаток	Торцевые зазоры, мм							
		по металлу				по резиновому уплотнению			
		$б_1$	$б_2$	$в_1$	$в_2$	$г_1$	$г_2$	$д_1$	$д_2$
	1								
	2								
	...								
	...								
	31								
	32								

Зазоры между лопатками по вертикали, мм						
Между лопатками №	a_1 (по металлу) в сечениях			a_2 (по резине) в сечениях		
	1—1	2—2	3—3	1—1	2—2	3—3
1—2						
2—3						
...						
...						
31—32						
32—1						

Размеры, мм	б	в
По чертежу		
Фактический средний зазор		
Отклонение среднего зазора		
Допустимые отклонения по ТУ		

Рис. 8-26. Формуляр зазоров в направляющем аппарате.

Проверка действия направляющего аппарата производится после подачи в сервомоторы масла под давлением. При этом проверяются состояние и работа всех деталей направляющего аппарата, легкость хода его, а также давление масла, обеспечивающее открытие и закрытие направляющих лопаток. Затем кинематической цепи направляющего аппарата придается натяг, погашающий зазоры в соединениях отдельных деталей и создающий упругую деформацию всей цепи, обеспечивая этим плотное закрытие направляющего аппарата и минимальные протечки воды через него. Величина натяга задается заводом-изготовителем и обычно находится в пределах 4—8 *мм*. Для создания натяга направляющий аппарат закрывается и снимается давление с сервомоторов, а затем длина штоков с помощью гайки на их головке изменяется на заданную величину натяга.

В направляющих аппаратах с резиновыми уплотнениями подгонка лопаток и натяг должны обеспечивать плотное и равномерное обжатие резины в закрытом состоянии направляющего аппарата, а величина зазоров между металлическими поверхностями смежных лопаток должна находиться в пределах 0,5—0,8 *мм*. Вертикальные зазоры между смежными лопатками в направляющих аппаратах без резиновых уплотнений допускаются только местные, не превышающие величин, приве-

денных в табл. 8-7. Фактическая величина торцевого зазора между металлической поверхностью лопатки и нижним кольцом направляющего аппарата или крышки турбины определяется как среднее арифметическое соответствующих зазоров, замеренных по каждой лопатке. Формуляр замеров зазоров приведен на рис. 8-26.

Таблица 8-7

Допустимые местные зазоры между лопатками направляющего аппарата без резиновых уплотнений

Высота лопатки, *мм*	500	1 000	1 500	2 000	3 000	4 000
Величина зазора, *мм* (не более)	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30

Примечание. Зазоры замеряются в закрытом положении направляющего аппарата и при снятом с сервомотор в давлении; общая длина всех местных зазоров между каждой парой лопаток не должна превышать 20% высоты лопатки.

Полное открытие направляющего аппарата должно соответствовать проектному с допустимыми отклонениями в пределах $\pm 5\%$. Величина открытия определяется как среднее арифметическое замеров открытий, произведенных в трех плоскостях по высоте между четырьмя парами лопаток, расположенными по взаимно перпендикулярным осям агрегата. В процессе предпусковых испытаний проверяется также зависимость открытия направляющего аппарата от хода поршня сервомотора, а для поворотнолопастных турбин, кроме того, зависимости разворота лопастей от открытия направляющего аппарата и от хода поршня сервомотора рабочего колеса.

По окончании всех проверок направляющего аппарата положение нижнего кольца, крышки турбины и сервомоторов фиксируется контрольными штифтами. Кинематическая связь механизма поворота направляющего аппарата размечается рисками или кернами, наносимыми на штоке сервомотора, регулирующей гайке и головке штока.

8-6. РАБОЧИЕ КОЛЕСА РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

Рабочие колеса крупных радиально-осевых турбин, изготовляемые разъемными, обычно на заводе полностью не собираются и поставляются в виде отдельных элементов. Технология сборки таких рабочих колес на монтаже представляет значительные трудности, и выполнение сборочных работ занимает много времени (порядка 25—30 дней и даже более). Поэтому сборка разъемных колес должна начинаться заранее, с тем чтобы к моменту окончания монтажа направляющего аппарата и выхода основного эксплуатационного крана на блок монтируемого агрегата можно было сразу опускать рабочее колесо на место и развертывать работы по дальнейшему монтажу гидроагрегата.

Неразъемные габаритные рабочие колеса, изготовляемые цельнолитыми или сварными, поставляются полностью собранными с насаженными и закрепленными кольцами лабиринтных уплотнений. В рабочих колесах больших габаритов лабиринтные кольца могут поступать отдельно и насаживаться на месте установки. Статическая балансировка неразъемных рабочих колес производится на заводе. Сборка таких колес заключается в установке на место обтекателя и колец лабиринтных уплотнений, а также в соединении колеса с валом турбины. Технология этих операций достаточно проста и аналогична технологии рассматриваемых ниже операций при сборке и установке разъемных рабочих колес.

В случаях возможности транспортировки негабаритных рабочих колес к месту установки в собранном виде они также должны быть полностью изготовлены и проверены на заводе. Технология сборки в монтажных условиях разъемных рабочих колес с различными конструктивными выполнениями их соединений в основном одинакова. Разница заключается лишь в монтажных операциях по сборке соединительных элементов. Ниже приводятся принятые способы соединения отдельных частей между собой в современных конструкциях рабочих колес.

Сборка рабочих колес с бандажным соединением по нижнему и верхнему ободам или только по нижнему ободу обычно производится на специальных монтажных тумбах, опорная поверхность которых должна находиться в одной горизонтальной плоскости. Для удобства выполнения работ внутри рабочего колеса высота тумб должна быть порядка 700—800 *мм*.

Первый элемент колеса устанавливается на тумбы с выверкой горизонтальности его верхнего фланца и предохраняется от возможности падения. Затем последовательно устанавливаются остальные элементы и соединяются между собой по верхнему ободу постоянными припасованными болтами, а по нижнему — временными болтами, устанавливаемыми в сборочные проушины. Подгонка стыков для совпадения соединительных отверстий производится с помощью домкратов.

При соединении элементов колеса должно быть обеспечено полное отсутствие уступов в их стыках, а также плотность всех стыковых соединений. Зазоры в стыках допускаются только местные величиной не более 0,1 *мм* и суммарной площадью не свыше 20% общей площади стыка. Особое внимание следует обращать на плотность стыков и отсутствие уступов на верхнем фланце колеса, который соединяется с фланцем вала турбины. Фиксация стыковых соединений отдельных элементов колеса между собой осуществляется заводскими контрольными штифтами.

Насадка бандажей на обод является ответственной операцией и должна выполняться особо тщательно. Для определения правильности изготовления бандажа и обеспечения создания им необходимого натяга следует проверить диаметр бандажа в холодном состоянии, что осуществляется установкой его на нижний обод. При этом нижний торец бандажа не должен доходить до ограничительного буртика на ободе на величину, определенную на заводе и указанную на чертеже. Если такого указания в чертеже нет, то эту величину можно определить по формуле

$$a = \frac{n}{\operatorname{tg} \alpha},$$

где a — требуемое расстояние до буртика, *мм*;

n — величина натяга, обычно принимается от 4 до 6 *мм*;

α — угол конусности бандажа.

При проверке размера бандажа необходимо иметь в виду, что если он намного не доходит до своего посадочного места, то при посадке в горячем состоянии бандаж получит чрезмерно большие напряжения и возникнет опасность разрыва его в процессе посадки или в работе. В случае, если бандаж доходит очень близко к буртику, получится малый натяг, не обеспечивающий прочного и надежного соединения обода рабочего колеса.

Одновременно с проверкой диаметра бандажа следует установить соответствие конусности бандажа с конусностью обода. Для этого необходимо при посадке бандажа в холодном состоянии проверить щупом наличие и величину зазоров между бандажом и ободом сверху и снизу. Если зазоры имеются внизу, то конусность бандажа больше конусности

обода и при посадке натяг внизу будет меньше. Наличие зазора сверху покажет большую конусность обода, что приведет к уменьшению натяга вверху. Исправить этот дефект невозможно, и по решению завода-изготовителя следует либо допустить различные напряжения в бандаже по высоте, либо заменить его другим.

Нагрев бандажа может производиться несколькими одновременно работающими мощными форсунками или электрическим током. В обоих случаях нагрев должен быть равномерным по окружности бандажа. При нагреве необходимо обеспечить увеличение внутреннего диаметра бандажа на заданную величину и некоторый запас расширения на остывание бандажа в процессе насадки. Это увеличение может быть принято равным 1,6—1,8 величины натяга. Тогда температуру нагрева можно определить по формуле

$$t = \frac{\Delta d}{\alpha d} + t_0,$$

где Δd — требуемое увеличение внутреннего диаметра бандажа, *мм*;
α — коэффициент линейного расширения, равный для стали $1{,}12 \cdot 10^{-5}$;
d — внутренний диаметр бандажа, *мм*;
t_0 — температура бандажа до нагрева.

По достижении бандажом заданной температуры проверяется штихмасом расширение бандажа, которое должно соответствовать значению, определенному до нагрева, после чего бандаж стропится за временные проушины и быстро устанавливается на посадочное место. При этом особенно важно, чтобы посадочные места у бандажа и обода были чистыми.

Если в плоскость разъема рабочего колеса попадают лопасти, то сварка их производится после посадки бандажа. Сварной шов по окончании сварки должен быть тщательно зачищен шлифовальной машинкой.

Сборка разъемного рабочего колеса со сварным нижним ободом производится так же, как и сборка колеса с бандажным соединением нижнего обода. Нижний обод обычно состоит из двух частей, и соединение его выполняется ручной — электродуговой сваркой по специальной технологии, разрабатываемой заводом-изготовителем.

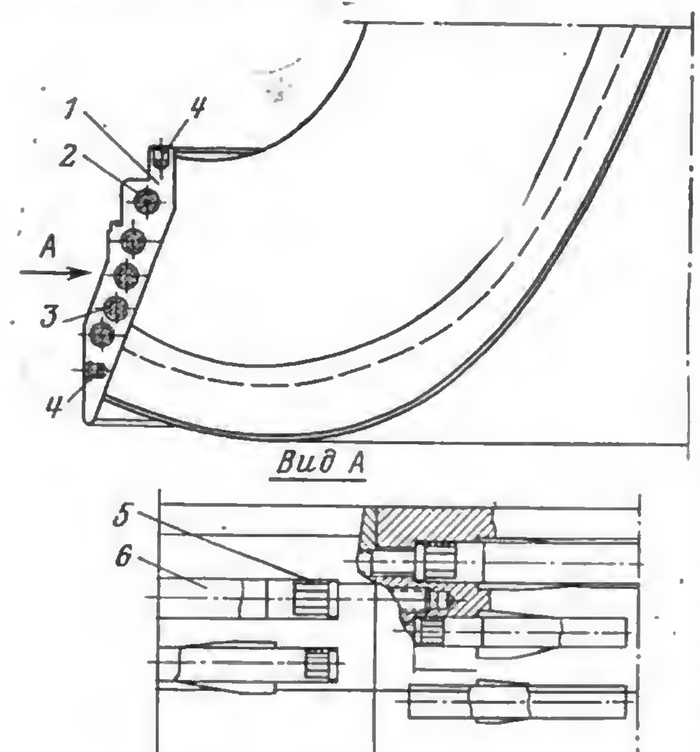


Рис. 8-27. Болтовое соединение нижнего обода рабочего колеса.

Подготовка стыков обода к сварке заключается в тщательной зачистке плоскостей разъема и кромок разделки от ржавчины, грязи и заусенцев и проверке плотности соединения сопрягаемых элементов обода. При сборке колеса временные болты нижнего обода ослабляются и стыки раздвигают на величину, требуемую технологией сварки. Перед началом сварки во избежание появления трещин в околошовной зоне производится местный поло-

грев стыков до температуры 200 °С. С целью обеспечения равномерности деформации обода при сварке следует производить одновременно сварку всех стыков обода. При этом каждый стык должен завариваться сразу с обеих сторон обода.

По окончании сварки обода срубают все временные соединительные проушины, а сварные швы и места проушин тщательно зачищают шлифовальной машинкой. Качество сварки и околошовную зону проверяют ультразвуковым методом. Для снятия сварочных напряжений в ободе все сварные швы после зачистки их подвергают термической обработке нагревом с помощью индуктора переменного тока.

Технология сборки разъемных рабочих колес с болтовым соединением нижнего и верхнего ободов в принципе не отличается от вышеописанной сборки рабочих колес с бандажным и сварным соединением нижнего обода.

На рис. 8-27 показана схема сборки нижнего обода *1* рабочего колеса, соединенного двумя болтами *2* диаметром 80 *мм* и тремя болтами *3* диаметром 64 *мм*. Верхний обод этого колеса соединен также болтами.

После установки и выверки на монтажной площадке половин рабочего колеса относительно друг друга производятся сборка и соединение их болтами по верхнему и нижнему ободам. При сборке несоосность болтовых отверстий в половинах нижнего обода может быть допущена не более 0,2 *мм*. Затягивание болтов производится с предварительным нагревом их до температуры в 180 °С, а достаточность затягивания определяется удлинением болта на 0,24 *мм*.

Затем свариваются лопасти колеса, попавшие в разъем, после чего проверяется затяжка болтов и в случае необходимости производится подтягивание их. Головки болтов стопорятся приваркой пластин *5*, а в стыки половин нижнего обода ставятся контрольные штифты *4*. По окончании сборки обода и сварки лопастей на пазы болтов привариваются заподлицо с ободом листовые облицовки *6*.

Сборка рабочих колес с соединением всех конструкций заканчивается установкой на верхний и нижний ободы лабиринтных колец, состоящих обычно из двух половин. Половины лабиринтных колец стягиваются между собой специальным приспособлением и свариваются с последующей зачисткой сварного шва по шаблону ручной шлифовальной машинкой или специальным станком. После этого для проверки уравновешенности массы собранного рабочего колеса производится его статическая балансировка, технология которой будет описана ниже.

Вал турбины соединяется с рабочим колесом на монтажной пло-

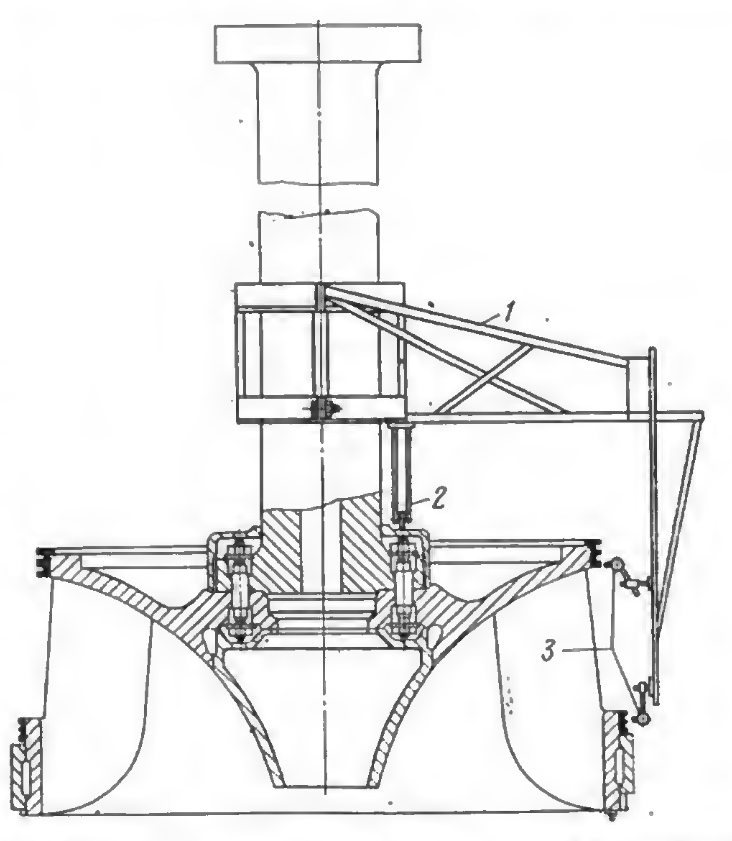


Рис. 8-28. Приспособление для проверки концентричности лабиринтных колец.

1 — проверочное приспособление; *2* — опора с катком; *3* — индикаторы.

13*

щадке. Установка его на рабочее колесо производится с помощью специальных проушин, закрепляемых на фланце вала болтами. Установленный вал фиксируется относительно рабочего колеса по заводским меткам, нанесенным на фланцах вала и колеса. В разъемных рабочих колесах отверстия под болты в сопрягаемых фланцах вала и колеса растачивают на заводе обычно с припуском, учитывая, что окончательная расточка отверстий будет произведена на монтаже после сборки рабочего колеса. Объясняется это опасностью несовпадения отверстий из-за возможных деформаций элементов рабочего колеса при транспортировке и хранении. Установленный вал вначале закрепляется на рабочем колесе временными болтами, а затем отверстия под болты последовательно растачиваются специальным приспособлением с постановкой соединительных припасованных болтов. Порядок затягивания и проверки прочности соединения и равномерности напряжения болтов приведен ранее в гл. 7. Если отверстия растачиваются на заводе полностью, то болты устанавливаются согласно нумерации, нанесенной на них и у отверстий на фланце.

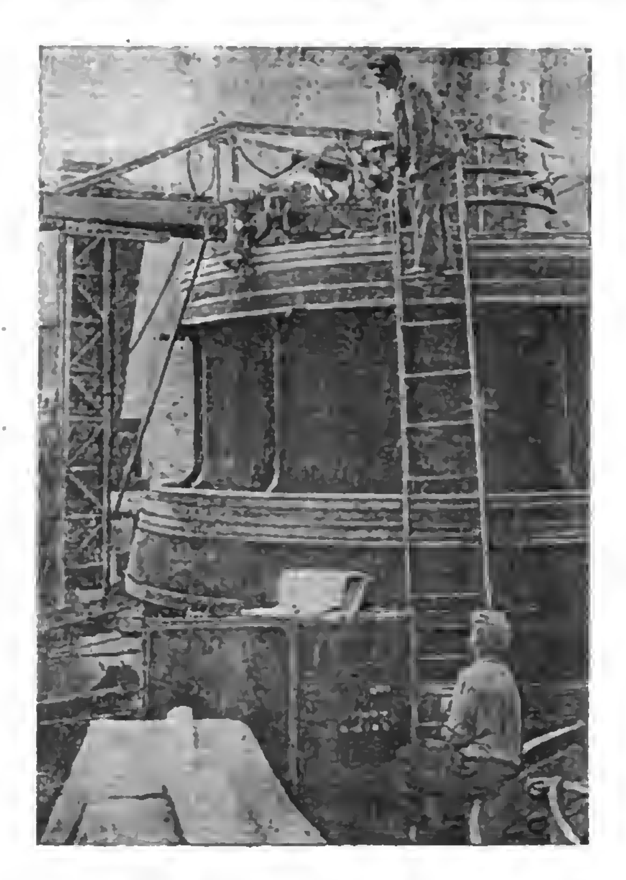


Рис. 8-29. Приспособление для шлифовки обода и лабиринтных колец.

Проверка концентричности лабиринтных колец на верхнем и нижнем ободах рабочего колеса производится с помощью специального приспособления, устанавливаемого на вал, как показано на рис. 8-28. Неконцентричность колец относительно вала допускается в пределах до 0,1 величины одностороннего зазора в лабиринтном уплотнении.

На разъемное рабочее колесо с нижним ободом, сварным или соединенным болтами, до установки лабиринтных колец временно ставится и закрепляется вал. Затем на валу крепится специальное приспособление с шлифовальной головкой (рис. 8-29), с помощью которого индикатором проверяется концентричность посадочных мест под нижнее и верхнее лабиринтные кольца и производятся шлифовка сварных швов на нижнем ободе и устранение неконцентричности посадочных мест. После выполнения этих операций устанавливаются, стягиваются и свариваются лабиринтные кольца. Шлифовка сварных швов и устранение неконцентричности лабиринтных колец осуществляются тем же приспособлением. По окончании установки и выверки лабиринтных колец вал с приспособлением снимается и производится балансировка рабочего колеса.

Балансировка рабочего колеса. Вследствие сложной конфигурации рабочего колеса, затрудняющей полную и качественную обработку его, и возможной неоднородности материала масса рабочего колеса распределяется неравномерно относительно оси вращения, и в процессе работы могут возникать значительные вибрации агрегата.

Уравновешивание массы рабочего колеса относительно оси вращения производится на заводе путем статической балансировки. Однако

в связи с возможными деформациями элементов разъемного рабочего колеса, неодинаковостью толщины и размеров бандажей, лабиринтных колец, временных соединительных проушин и болтов, а также размеров сварных швов и неоднородностью их заводская балансировка нарушается, и при монтаже должны обязательно производиться повторная балансировка разъемных рабочих колес в собранном виде.

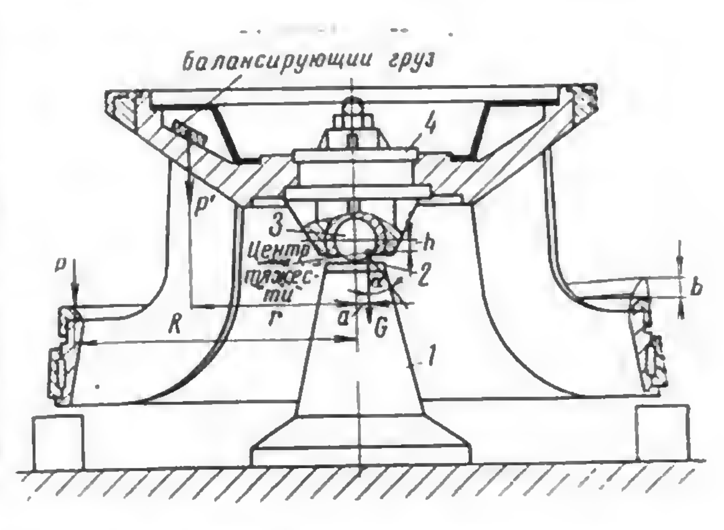


Рис. 8-30. Схема балансировки рабочего колеса.

Балансировка рабочего колеса производится способом свободного подвешивания его на шаре, установленном в балансировочном устройстве, как показано на рис. 8-30. Балансировочное устройство состоит из опорной тумбы *1*, стальной закаленной и шлифованной плиты *2*, на которую опирается шар *3*, закрепленный в балансировочной конструкции *4*.

Одним из основных условий точности балансировки рабочего колеса является правильность положения его центра тяжести относительно точки опоры — центра шара. Для устойчивости положения рабочего колеса на балансировочном устройстве и обеспечения безопасности работ при балансировке центр тяжести колеса должен всегда находиться ниже центра шара. Однако слишком низкое положение центра тяжести понижает чувствительность балансировочного устройства, а следовательно, и точность балансировки. Повышение центра тяжести до $h=0$ приводит к безразличному состоянию рабочего колеса, а при дальнейшем повышении центра тяжести колеса наступает неустойчивое равновесие его, и оно может упасть с балансировочного устройства при небольшом случайном толчке. Поэтому величина h должна быть такой, чтобы обеспечивалась достаточно высокая точность балансировки и устойчивое положение рабочего колеса в процессе балансировки. Рекомендуются следующие оптимальные величины h:

Вес рабочего колеса, *т*	50	100	200
Величина h, *мм*	40—60	50—80	70—100

Практически положение центра тяжести рабочего колеса на балансировочном устройстве определяется следующим образом. Рабочее колесо устанавливается так, чтобы центр тяжести его находился заведомо ниже точки опоры, после чего на нижний обод помещается небольшой груз, который выведет рабочее колесо в новое положение равновесия. При этом обод опустится вниз, а центр тяжести сместится в сторону. Условие равновесия в этом случае обеспечивается равенством моментов:

$$PR = Ga + G\mu, \tag{8-1}$$

где P — приложенный груз, *кгс*;

R — радиус приложения груза, *мм*;

G — вес рабочего колеса, *кг*;

a — величина смещения центра тяжести, *мм*;

μ — коэффициент трения качения, равный 0,001—0,0015.

Величина смещения $a=h\,\mathrm{tg}\,\alpha$, но из геометрического подобия углов $\mathrm{tg}\,\alpha=b/R$, поэтому $a=hb/R$. Подставляя значение a в формулу (8-1), получаем:

$$PR=\frac{hb}{R}G+G_{\mu}, \tag{8-2}$$

следовательно, расстояние от центра тяжести рабочего колеса до точки опоры

$$h=\frac{(PR-G_{\mu})R}{Gb}. \tag{8-3}$$

Балансировка рабочего колеса осуществляется в следующем порядке. Опорная тумба устанавливается на монтажной плите до сборки рабочего колеса. При этом поверхность стальной шлифованной плиты должна быть горизонтальной, что проверяется уровнем и обеспечивается постановкой подкладок под основание опорной тумбы. Опорная конструкция с шаром устанавливается в рабочее колесо снизу, расцентровывается в его выточках и закрепляется так, чтобы центр шара находился заведомо выше предполагаемого центра тяжести колеса. Затем рабочее колесо с приспособлением плавно опускается краном на опорную тумбу до соприкосновения шара с плитой. Устойчивость рабочего колеса на балансировочной тумбе определяется в подвешенном состоянии при ослабленных тросах во избежание возможного опрокидывания колеса. Для этой же цели под нижний обод на сборочные тумбы устанавливаются деревянные или металлические подкладки с зазором, обеспечивающим колебания колеса при балансировке. Если рабочее колесо неустойчиво, то необходимо поднять шар с помощью регулировочного винта.

На верхний обод рабочего колеса устанавливают четыре уровня и, накладывая на нижний обод грузы разного веса с более легкой стороны колеса, придают горизонтальное положение плоскости верхнего обода. После этого проверяют центр тяжести рабочего колеса, установив на нижнем ободе груз, достаточный для смещения места его приложения на 1—2 *мм*. По формуле (8-3) определяют величину h и сопоставляют ее с заданной заводом или рекомендованной выше. Если получится величина больше требуемой, то рабочее колесо приподнимают на балансировочном устройстве регулировочным винтом и положение центра тяжести доводят до необходимого. Проверяют также чувствительность балансировочного устройства установкой минимального груза $P_{мин}$, величину которого определяют по формуле (8-2), считая, что рабочее колесо должно наклониться на величину 0,5—1,0 *мм* в месте приложения груза. Затем вновь производится уравновешивание рабочего колеса путем корректировки установленного ранее груза и доведения положения плоскости верхнего обода до строго горизонтального.

Горизонтальность положения рабочего колеса при балансировке может проверяться также замерами штихмасом или щупом расстояния между поверхностью тумб, на которых производилась сборка колеса, и обработанной нижней поверхностью нижнего обода. Для этого поверхность всех сборочных тумб перед установкой рабочего колеса приводится к одной горизонтальной плоскости с помощью металлических подкладок и проверкой нивелированием. При этом зазоры между ободом и тумбами должны допускать колебания колеса при балансировке.

После приведения рабочего колеса в равновесие определяется возможный небаланс колеса, вызываемый инерцией его и трением в опорных деталях балансировочного устройства. Для этого накладывают грузы, выводящие рабочее колесо из равновесия на одну и ту же величину наклона, в шести — восьми точках по окружности обода. Величина

оставшегося небаланса определяется как полусумма максимального и минимального грузов. Груз, уравновешивающий этот небаланс, должен быть установлен в точке приложения максимального груза.

Балансировочные грузы должны быть надежно закреплены на рабочем колесе и защищены от воздействия потока. Устанавливать и закреплять грузы целесообразно наверху рабочего колеса под защитным кожухом. При этом величины грузов должны быть пересчитаны в связи с изменением радиуса их закрепления. После закрепления грузов производится проверка балансировки. Точность уравновешивания системы считается удовлетворительной, если минимальный груз, прикладываемый последовательно в противоположных направлениях на одном диаметре, отклоняет рабочее колесо на одну и ту же величину. Величина такого груза определяется ТУ на монтаж или указывается в заводском чертеже. По окончании балансировки на рабочее колесо устанавливаются и закрепляются вал и обтекатель.

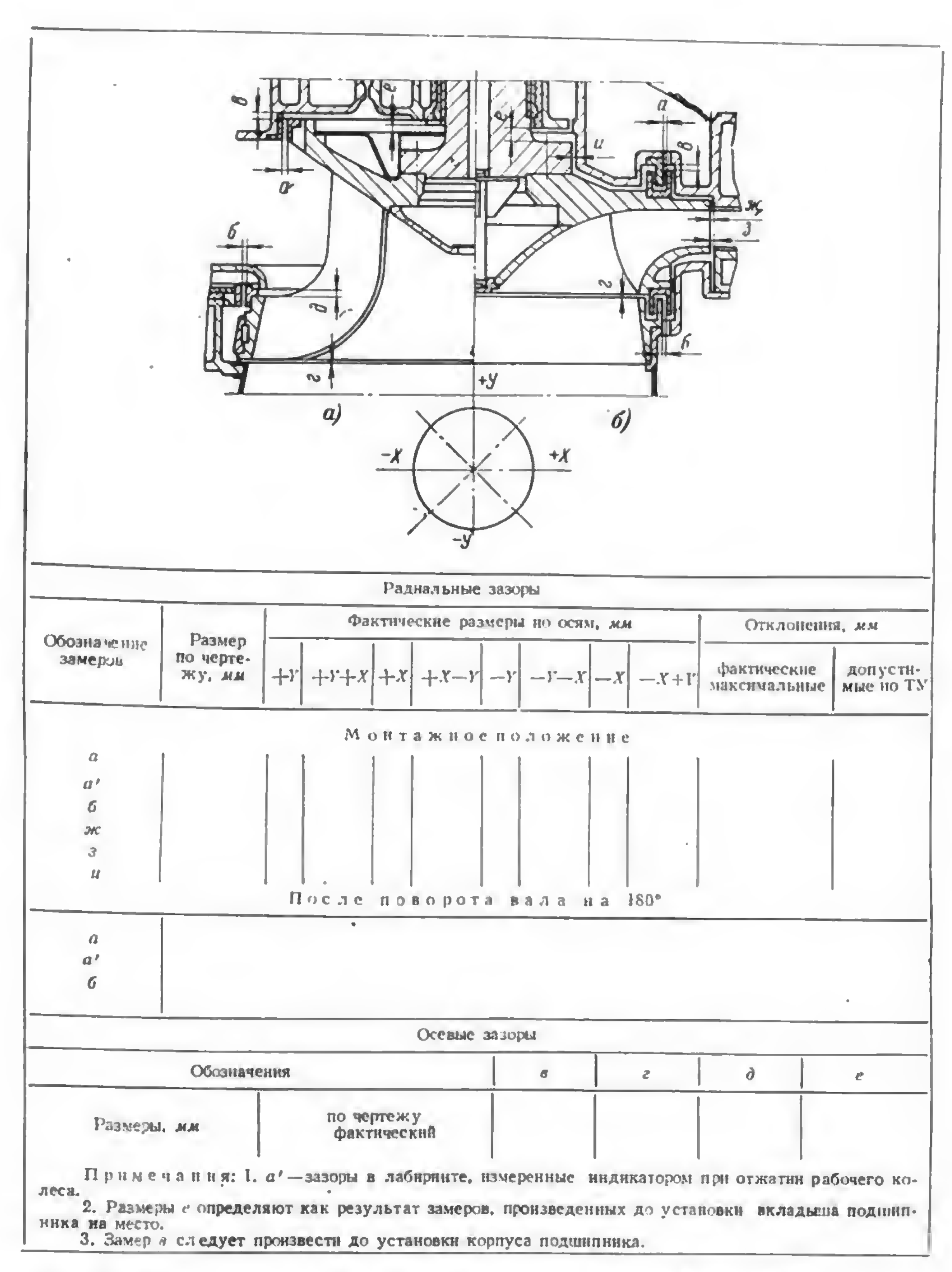
Установка ротора гидротурбины на место. Ротор радиально-осевой гидротурбины, состоящий из рабочего колеса и вала, устанавливается в проектное положение на обработанную верхнюю поверхность нижнего фланца фундаментного кольца. Подготовка места установки заключается в тщательной очистке поверхности фланца и постановке на него мерных подкладок или парных клиньев в четырех — восьми точках в зависимости от веса ротора. Подкладки должны располагаться в одной горизонтальной плоскости и иметь такую высоту, чтобы верхняя плоскость фланца вала турбины после установки была ниже проектной на величину, равную высоте центрирующего буртика с запасом в 4—6 *мм*. Этот запас необходим для того, чтобы при установке ротора генератора фланец его вала не соприкоснулся с фланцем турбинного вала и не нарушил центровку турбины.

Рабочее колесо удобно соединять с валом на монтажной площадке и в собранном виде устанавливать на место. Однако если грузоподъемность крана или высота подъема его крюка не позволяют этого, то рабочее колесо и вал устанавливаются раздельно и соединяются в проектном положении. Строповка ротора производится с помощью приспособления в виде проушины, закрепленной на фланце вала, после чего ротор транспортируется к месту установки (рис. 8-31) и опускается на подготовленные подкладки.

При установке рабочего колеса его следует расцентровать сразу возможно точнее по зазору между статором и нижним ободом, а при наличии нижнего уплотнения — и по зазору в этом уплотнении. В случае необходимости рабочее колесо перемещается с помощью клиновых прокладок, устанавливаемых заранее в зазор. Вертикальность ротора проверяется уровнем по плоскости верхнего фланца вала с устранением отклонений изменением толщины подкладок под нижним ободом колеса. Высотное положение ротора проверяется нивелированием фланца вала и за-



Рис. 8-31. Транспортировка рабочего колеса к месту установки.



Радиальные зазоры

Обозначение замеров	Размер по чертежу, мм	Фактические размеры по осям, мм								Отклонения, мм	
		+Y	+Y+X	+X	+X−Y	−Y	−Y−X	−X	−X+Y	фактические максимальные	допустимые по ТУ
Монтажное положение											
а											
а′											
б											
ж											
з											
и											
После поворота вала на 180°											
а											
а′											
б											

Осевые зазоры

Обозначения		в	г	д	е
Размеры, мм	по чертежу фактический				

Примечания: 1. а′ — зазоры в лабиринте, измеренные индикатором при отжатии рабочего колеса.

2. Размеры е определяют как результат замеров, произведенных до установки вкладыша подшипника на место.

3. Замер в следует произвести до установки корпуса подшипника.

Рис. 8-32. Формуляр установки рабочего колеса радиально-осевой турбины.
а — средненапорная турбина; б — высоконапорная турбина.

мером зазора между нижним ободом и фланцем фундаментного кольца. Зазор должен быть равен проектному за вычетом величины, на которую опущено рабочее колесо для возможности соединения вала турбины с валом генератора. Допустимые отклонения высотного положения рабочего колеса приведены в табл. 8-8. Эта центровка турбины является предварительной, окончательная производится более точно и будет описана ниже. Формуляр установки рабочего колеса (рис. 8-32) составляется после соединения валов турбины и генератора и окончательной центровки ротора гидроагрегата.

Таблица 8-8

Допуски на установку рабочих колес гидротурбин

Высотное положение рабочего колеса	Место замеров	Обозначение на формуляре	Допустимые отклонения, мм, при диаметре рабочего колеса, м				
			2,0	3,0	5,0	7,2	9,3
Поворотнолопастной гидротурбины	От верхней плоскости нижнего кольца направляющего аппарата до верхнего торца втулки рабочего колеса	д	—	3	4	5	6
Радиально-осевой гидротурбины	От нижней плоскости нижнего обода рабочего колеса до опорной поверхности расточки фундаментного кольца	г	1	2	2,5	3	—

Нижнее неподвижное кольцо лабиринтного уплотнения удобнее установить на рабочее колесо на монтажной площадке, расцентровать его по колесу и зафиксировать на нем, а затем опустить с рабочим колесом и закрепить в проектном положении. Если по конструктивным условиям осуществить этого нельзя, то уплотнение устанавливается на место после опускания рабочего колеса и его предварительной центровки. Фактические величины зазоров в уплотнениях не должны отклоняться от проектных более чем на 20%.

8-7. РАБОЧИЕ КОЛЕСА ПОВОРОТНОЛОПАСТНЫХ ГИДРОТУРБИН

Детали и узлы рабочих колес современных поворотнолопастных гидротурбин по монтажным признакам можно условно разделить на две группы. К первой группе относятся детали конструктивно однообразные для всех типов колес: корпус втулки, крышка цилиндра сервомотора, рабочие лопасти и их уплотнения, днище, обтекатель. Во вторую группу входят детали механизма поворота лопастей и его привода, зависящие от конструктивного типа рабочего колеса: рычаги, серьги, цапфы, поршень, шток сервомотора, крестовины.

Монтаж рабочих колес поворотнолопастных турбин осуществляется в два этапа. Вначале на монтажной площадке производится укрупнительная сборка, выполняемая в следующем порядке:

сборка механизма поворота лопастей в корпусе втулки колеса;

установка поршня сервомотора, штока, крестовины и соединение ее с серьгами;

установка лопастей рабочего колеса и монтаж их уплотнений;

установка днища, испытание и проверка сборки и работы механизмов рабочего колеса.

Собранное рабочее колесо опускается на место и производится предварительная центровка его, после чего на колесо устанавливается его крышка, штанги и вал турбины.

Сборка рабочего колеса крестовинного типа может производиться с кантовкой втулки, когда механизм поворота лопастей собирается сверху во втулке, повернутой на 180°, а затем втулка кантуется в проектное положение, в котором и продолжается сборка всех остальных деталей. Сборку рабочего колеса можно осуществлять и в проектном положении без кантовки втулки, но в этом случае детали механизма поворота лопастей должны заводиться снизу с помощью специального приспособления. Разница в обоих вариантах сборки заключается в основном лишь в способе установки деталей механизма поворота лопастей. В связи с этим ниже в качестве основного варианта рассмотрена

сборка рабочего колеса с кантовкой втулки (рис. 8-33) и дополнительно приведено описание сборки механизма поворота лопастей без кантовки втулки.

На специальной сборочной плите *1*, заделанной в пол монтажной площадки, устанавливаются и закрепляются четыре металлические тумбы *2* высотой 600—800 *мм*, на которые и ставится втулка *3*, предварительно раскантованная так, чтобы нижний фланец ее был сверху. Одновременно или даже ранее на монтажной площадке собираются рычаги

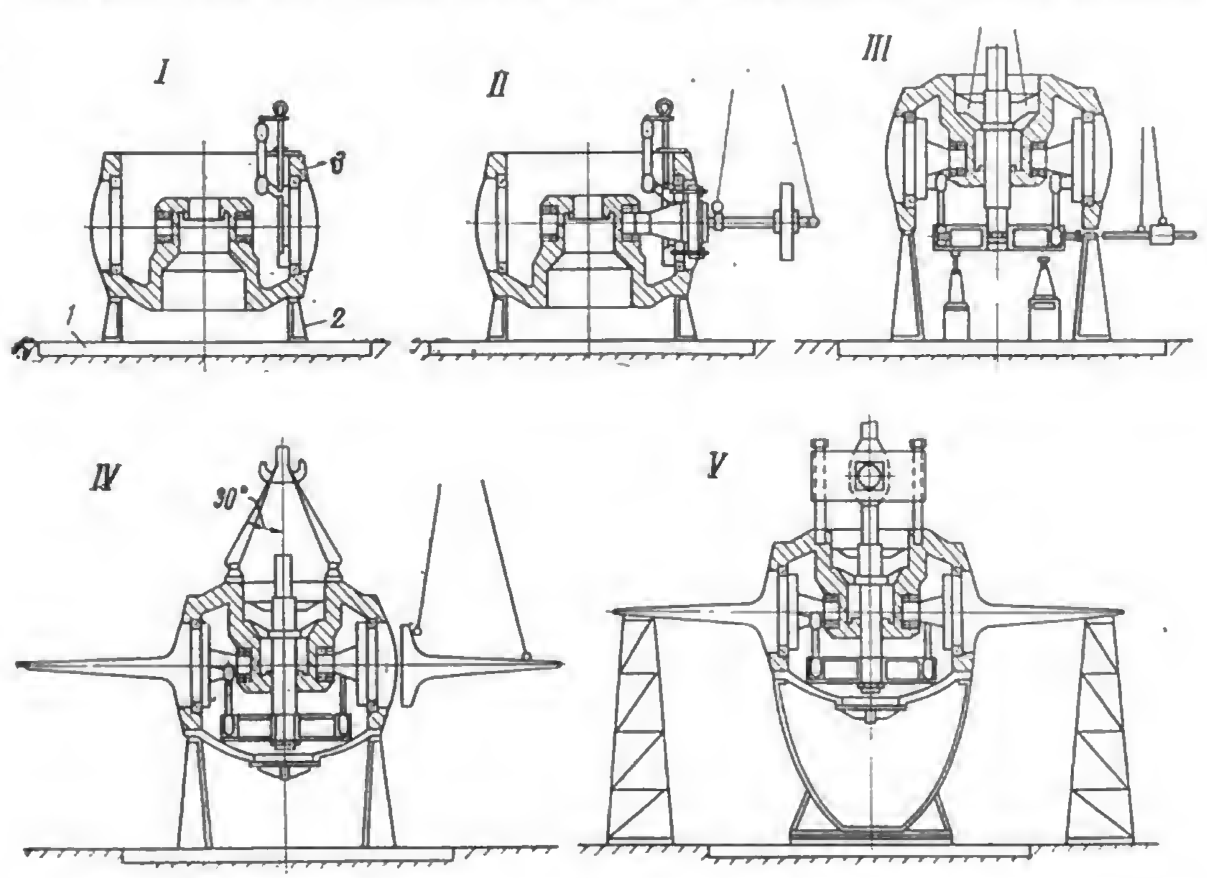


Рис. 8-33. Схема сборки рабочего колеса крестовинного типа с кантовкой втулки.

и серьги с временным закреплением серьги на пальце рычага. Затем в рычаг устанавливается удлиненный рым-болт, к которому параллельно его оси закрепляется серьга. В таком собранном виде рычаг с серьгой стропится за рым-болт, устанавливается во втулке согласно маркировке и подвешивается с помощью рым-болта к нижнему фланцу втулки с предварительной прицентровкой рычага по расточке во втулке (рис. 8-33,*I*). Заводка цапф на место выполняется с помощью специального приспособления с противовесом (рис. 8-33,*II*), после чего в установленные цапфы и рычаги закладываются направляющие шпонки. Подтягивание цапф на место во втулку и закрепление к рычагам производится постоянными болтами крепления лопастей с постановкой под их головки временных трубчатых шайб, высотой равных толщине фланца лопасти. При этом проверяются зазоры между наружной поверхностью фланца цапфы и бронзовым кольцом во втулке, а также плотность сопряжения рычага с цапфой. По окончании соединения цапф с рычагом, крепления серег к рычагам и фланцу втулки рым-болты снимаются, рычаги развертываются так, чтобы все серьги опустились во втулку, и в этом виде закрепляются к нижнему фланцу втулки для предотвращения повреждений при кантовке втулки.

Во время кантовки втулки в рабочее положение монтажные колонны заменяются другими такой высоты, чтобы обеспечивалась возмож-

ность насадки снизу на шток сервомотора крестовины, которая устанавливается также в это время на домкратах между колоннами. Раскантованная на 180° втулка ставится и закрепляется на монтажных колоннах.

Шток и поршень сервомотора собираются заранее над каким-либо проемом и соединяются между собой разъемным закладным кольцом. После кантовки втулки они осторожно опускаются в цилиндр сервомотора, и на шток насаживается крестовина с помощью установленных под ней домкратов. Одновременно крепление механизма поворота к нижнему фланцу втулки снимается, серьги опускаются вниз и заводятся

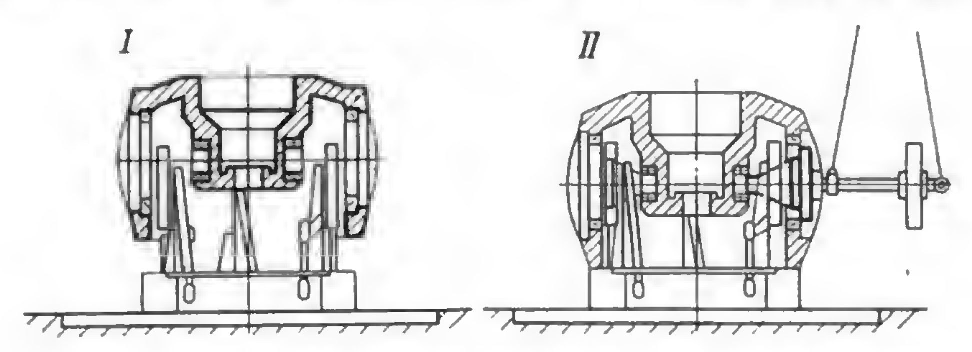


Рис. 8-34. Схема сборки рычагов, серег и цапф без кантовки втулки.

в проушины крестовины при ее подъеме. Крепится крестовина к штоку, так же как и поршень, разъемным закладным кольцом. Пальцы соединения серьги с крестовиной заводятся на место с помощью специального приспособления с противовесом (рис. 8-33,*III*).

Для присоединения днища собранная втулка поднимается краном и временно относится в сторону, а на монтажные колонны устанавливается днище. Затем втулка опускается над колоннами и к ней на весу подтягивается и закрепляется болтами днище, после чего втулка ставится на колонны. Для предотвращения протечек масла между сопрягаемыми поверхностями втулки и днища закладывается прокладка.

В случае, когда уплотнения лопастей расположены под фланцами, установка лопастей на место производится после сборки и регулировки уплотнений. Перед установкой лопастей цапфы следует развернуть в положение, соответствующее полному закрытию лопастей, и поставить в них цилиндрические шпонки. Строповка лопасти производится тросами с помощью специальных рым-болтов, один из которых устанавливается на фланце, а два — на пере лопасти (рис. 8-33,*IV*). Для возможности регулировки положения лопасти относительно отверстия во втулке при установке в тросы, захватывающие перо лопасти, целесообразно встроить стяжку или ручную таль. Установку лопасти следует производить осторожно после тщательной выверки ее фланца. Окончательно лопасть ставится на место и притягивается к цапфе несколькими постоянными болтами. Фланец лопасти должен прилегать к цапфе плотно, так чтобы щуп 0,03 *мм* в сопряжение не проходил. Замер плотности сопряжения производится через свободные отверстия соединительных болтов. Затем устанавливается и равномерно затягивается лопасть, расположенная напротив. В таком же порядке устанавливаются и все остальные лопасти.

Установка обтекателя производится после испытания рабочего колеса, непосредственно перед опусканием его в кратер агрегата. Для этого подготовленное к установке рабочее колесо опускается над собранным на монтажной площадке обтекателем, так чтобы между втулкой и обтекателем был небольшой зазор, после чего обтекатель подтягивается болтами к втулке, закрепляется (рис. 8-33,*V*), и рабочее колесо сразу опускается в кратер агрегата. Для создания безопасных условий работы

при соединении обтекателя с втулкой рабочее колесо лопастями опирается на специальные колонны, выкладки или другое устройство.

Способ сборки рабочих колес крестовинного типа в проектном положении втулки без кантовки ее значительно проще сборки с кантовкой втулки, но он требует применения специального приспособления для установки рычагов и серег. При осуществлении такой сборки на монтажной плите закрепляется приспособление, на котором и собираются рычаги и серьги. Рычаги устанавливаются так, чтобы плоскость их фланцев была вертикальной, а под нижние головки серег ставятся домкраты, которыми и производится высотное перемещение рычагов и серег в процессе соединения их с цапфами. На собранные механизмы поворота после проверки правильности их положения опускается втулка (рис. 8-34,*I*) и устанавливается несколько выше рычагов с тем, чтобы при заводке цапф рычаги и серьги можно было приподнимать домкратами. Затем с помощью приспособления с противовесом устанавливаются цапфы (рис. 8-34,*II*) и соединяются с рычагами. В дальнейшем сборка рабочего колеса производится в порядке, описанном выше.

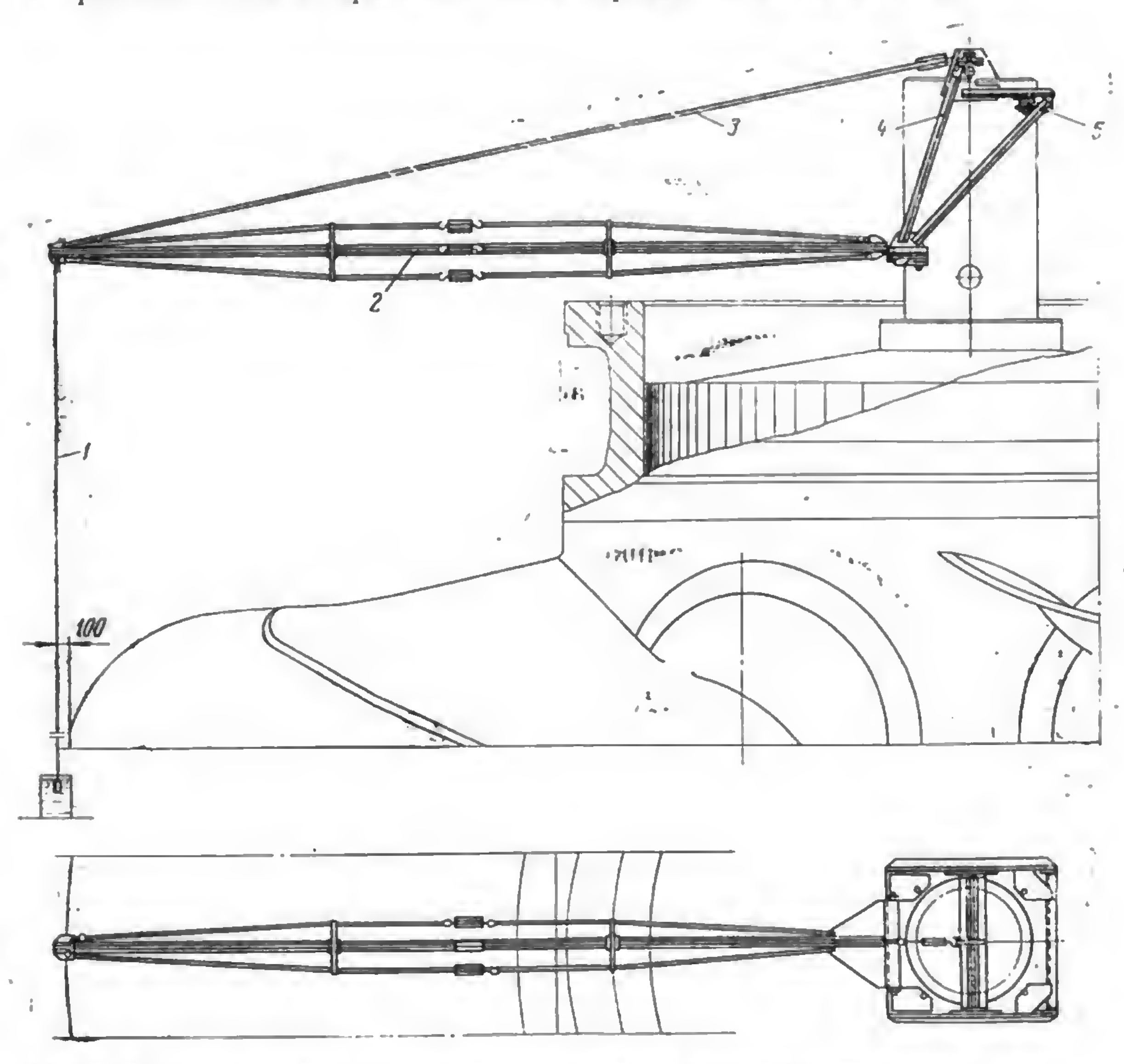


Рис. 8-35. Схема проверки концентричности лопастей рабочего колеса.
1 — струна с отвесом; *2* — стрела; *3* — трос; *4* — рама; *5* — ролики.

После установки всех лопастей целесообразно проверить концентричность периферийной кромки лопастей с помощью специального приспособления (рис. 8-35), устанавливаемого на верхней части штока сервомотора. Концентричность проверяется путем измерения зазора между струной и торцевыми кромками лопастей.

Несъемные уплотнения лопастей обычно поступают на монтаж в собранном виде и перед постановкой на место тщательно очищаются и проверяются. Пружинные и уплотняющие кольца не должны иметь вмятин, забоин и других дефектов. При закреплении установленного уплотнения гайки должны затягиваться равномерно и без излишних перенапряжений. Уплотнение следует отрегулировать так, чтобы после установки лопасти был обеспечен натяг пружинного кольца в 4—5 *мм*. Необходимо проверить также, чтобы высота шпилек крепления уплотнения была не больше глубины выточки на фланце лопасти.

Сборка съемного уплотнения (см. рис. 3-17) осуществляется в следующем порядке. Подвижная часть уплотнения — кольцо лопасти с надетым на него пружинным кольцом — крепится к фланцу лопасти до ее установки на место. Пружины равномерно сжимаются винтами до получения необходимого зазора между кольцами, который перекрывается резиновой мембраной, закрепленной разъемными зажимными кольцами. На фланец лопасти надевается резиновое кольцо, затем лопасть устанавливается на место и закрепляется. После установки лопасти резиновое кольцо прижимается к втулке облицовочными кольцами, состоящими из четырех — шести сегментов и закрепляемыми на втулке болтами.

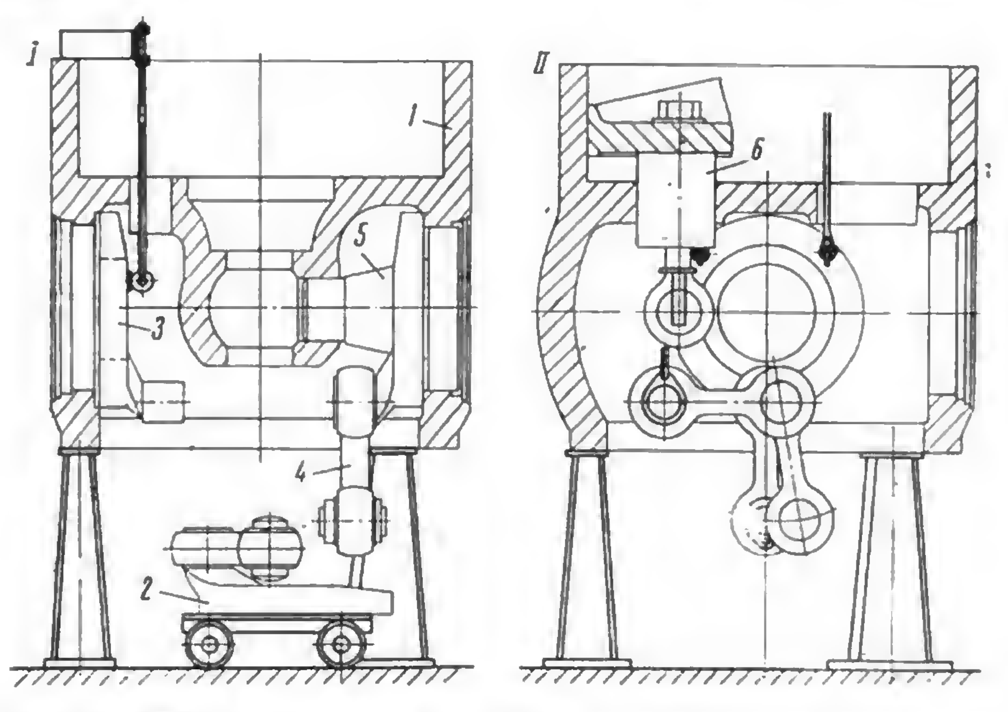


Рис. 8-36. Сборка механизмов поворота бескрестовинного рабочего колеса.

Сборка рабочих колес бескрестовинного типа производится в проектном положении втулки. При этом сборка механизмов поворота лопастей выполняется с заводкой рычагов и серег снизу (рис. 8-36,*I*). Втулка *1* устанавливается на монтажных колоннах, и специальной тележкой *2* под втулку подаются собранные заранее рычаги *3* с серьгами *4*. С помощью троса рычаги с серьгами поднимаются краном и подвешиваются к верхнему фланцу втулки на ручной тали или растяжках против отверстия под лопасти во втулке, с тем чтобы имелась возможность регулирования положения рычага при установке цапфы *5* лопасти. Затем обычным способом ставится цапфа лопасти и соединяется с рычагом. После установки на место всех рычагов с серьгами и цапф на пальцы серег надеваются запорные кольца и серьги разворачиваются краном в вертикальное положение. В этом положении под серьги устанавливаются снизу домкраты и выкладки так, чтобы серьги находились строго вертикально (рис. 8-36,*II*). С пальцев снимаются запор-

ные кольца и надеваются цилиндрические проушины *6*. Проушины имеют вертикальные каналы и после установки на пальцы поворачиваются на 90°, закрепляя положение пальца в проушине. По окончании установки всех проушин в цилиндр ставится поршень, в котором они и закрепляются. Разворот проушин предотвращается имеющимися на них специальными фиксаторами, входящими в сверление на поршне. Вся остальная сборка рабочего колеса продолжается обычным способом.

Рабочие колеса бескрестовинного типа с совмещенными полостями сервомотора и механизма поворота лопастей (см. рис. 3-16) также собираются в проектном положении втулки по аналогичной технологии.

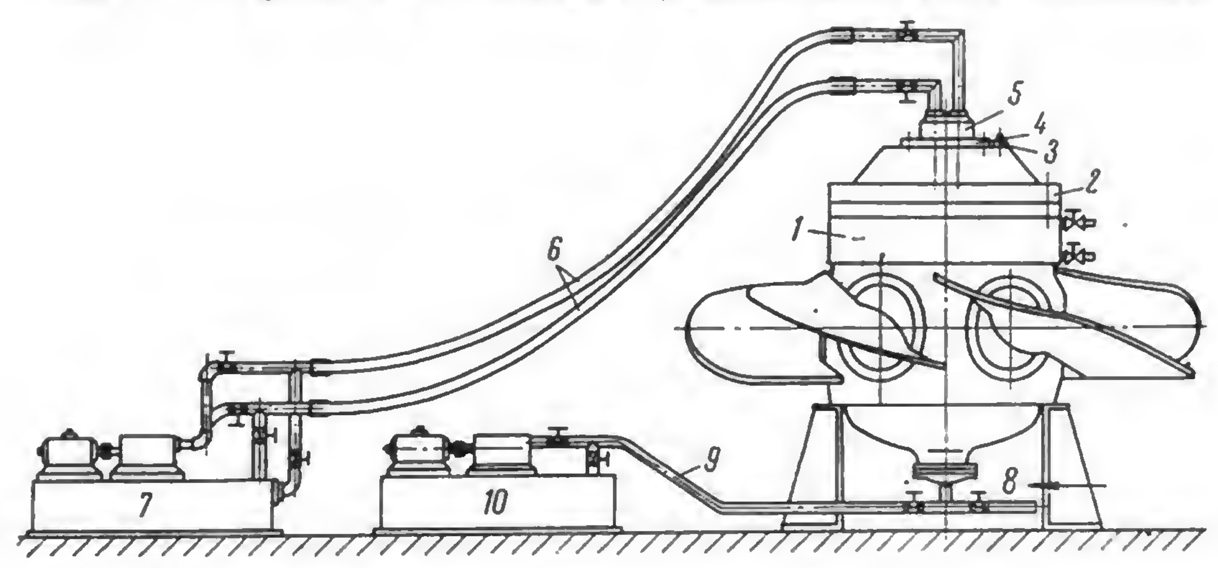


Рис. 8-37. Схема испытания рабочего колеса.

Испытание рабочего колеса. С целью проверки правильности сборки механизмов поворота лопастей, а также герметичности фланцевых соединений рабочего колеса и уплотнений его лопастей по окончании сборки производятся испытания рабочего колеса (рис. 8-37). Герметичность колеса проверяется гидравлическим испытанием его, а правильность сборки — поворотом лопастей.

Гидравлическое испытание рабочего колеса производится до соединения его с обтекателем, что дает возможность проверить герметичность стыка втулки с днищем. До начала испытания на втулку *1* колеса устанавливается крышка цилиндра сервомотора *2*, а если по конструкции колеса она совмещена с фланцем вала, то применяется временная крышка. Отверстия в крышке для соединения ее с валом закрываются заглушками *3*. Щель между штоком и крышкой заделывается специальным уплотнением *4*. На шток устанавливается временный патрубок *5* с двумя штуцерами, один из которых соединен с отверстием штока, подающим масло под поршень, а второй — с отверстием для поступления масла сверху штока. Эти штуцера соединяются шлангами *6* с гидравлическим насосом *7*.

Втулка заполняется маслом от общестанционного масляного хозяйства через заглушку днища по трубопроводу *8* с выпуском воздуха вентилями, установленными внизу и вверху цилиндра сервомотора. При появлении масла из этих вентилей заполнение втулки прекращается и подача масла переключается на трубопровод *9*, соединенный с гидравлическим насосом *10*. С помощью этого насоса давление масла поднимается до величины, обычно равной тройной высоте масляного столба от втулки рабочего колеса до маслоприемника.

Под испытательным давлением рабочее колесо должно находиться в течение 24 *ч* при температуре колеса и масла не ниже 10 °C. В процессе испытания лопасти поочередно устанавливаются в закрытое, сред-

нее и максимально открытое положения, и в каждом из этих положений колесо выдерживается по 8 *ч*. Протечки масла в неподвижных соединениях колеса не допускаются, а суточные протечки через уплотнение каждой лопасти не должны превышать величин:

Диаметр рабочего колеса, *м* . . .	3,0	5,0	7,2	9,3
Допустимые протечки масла за сутки, *л*	0,10	0,15	0,18	0,20

Поворот лопастей на закрытие производится давлением масла, подаваемого под поршень сервомотора от гидравлического насоса, а на открытие — подачей масла сверху поршня. При этом проверяются плавность поворота лопастей, а также изменения величины хода и угла поворота лопастей.

Установка рабочего колеса на место. После гидравлического испытания рабочее колесо подготовляется к установке в проектное положение. Для этого крышка цилиндра сервомотора соединяется с подъемным приспособлением, а на лопасти крепятся специальные подвески, с помощью которых рабочее колесо подвешивается в камере. После соединения с обтекателем (рис. 8-38) рабочее колесо транспортируется к кратеру агрегата. Транспортировка и установка на место рабочего колеса являются ответственными операциями и должны выполняться под наблюдением руководителя монтажа гидротурбины.



Рис. 8-38. Транспортировка рабочего колеса к месту соединения с обтекателем.

Опущенное на проектную отметку рабочее колесо, не снимая с крюка крана, проверяют по зазору между лопастями и камерой в закрытом и открытом положениях лопастей. Поворот лопастей при этом производится подачей масла под давлением в соответствующую полость сервомотора. После опускания рабочего колеса в камеру (рис. 8-39) на нижнее кольцо направляющего аппарата закрепляются консоли подвесного приспособления *1*. По окончании предварительной выверки зазоров лопасти устанавливаются в закрытое положение и колесо подвешивается в камере с помощью подвесок *2*. Затем приспособление *3* вместе с крышкой цилиндра сервомотора снимается и переносится на монтажную площадку для соединения с валом.

Высотное положение рабочего колеса проверяется нивелированием верхнего торца его втулки, определяя расстояние от этого торца до верхней плоскости нижнего кольца направляющего аппарата с одновременной проверкой горизонтальности торца по уровню. Перемещение колеса по высоте производится изменением длины подвесок с помощью гаек. При этом рабочее колесо должно устанавливаться ниже проектной отметки на ту же величину, что и рабочее колесо радиально-осевой турбины (см. § 8-6). В случае, если фактическое высотное положение рабочего колеса окажется отличным от проектного, разница между проектным и фактическим положениями его должна быть учтена при уста-

новке последующих узлов турбины и генератора. Допустимые отклонения высотного положения рабочего колеса приведены в табл. 8-8. Центровка рабочего колеса в камере осуществляется по зазорам между периферийными кромками лопастей и поверхностью камеры. Неравномерность зазоров в открытом и закрытом положениях лопастей не должна превышать 20% проектного зазора. Положение рабочего колеса в камере и величина зазоров между лопастями и камерой фиксируются в монтажном формуляре (рис. 8-40).

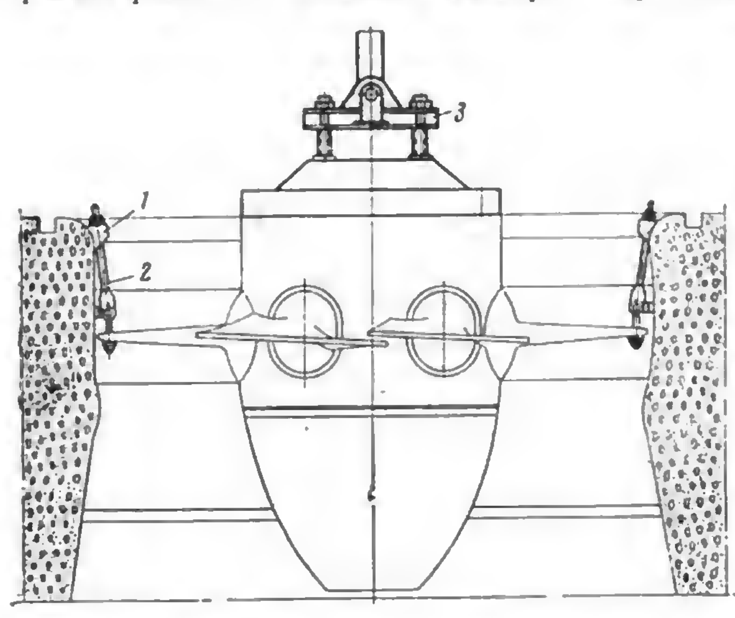


Рис. 8-39. Подвеска рабочего колеса в камере.

После соединения валов турбины и генератора монтажные отверстия в лопастях заделываются специальными заглушка-

Обозначение замеров	Размер по чертежу	Фактические размеры по осям, *мм*			
		+Y	+X	−Y	−X
б					
в					

Положение лопастей	№ лопастей	Ориентировка лопастей при замере по осям X, Y	Фактические размеры зазора между камерой и лопастями *а*, *мм*				
			Величина зазора в сечениях			Максимальные зазоры	
			1—1	2—2	3—3	между сечениями	величина
Полное закрытие лопастей α=−							
монтажное							
После поворота на 180°							
Полное открытие лопастей α=+							
После поворота на 180°							

Размеры	*а*	*г*	*д*	*е*
По чертежу				
Фактический				
Фактическое максимальное отклонение				
Допустимое отклонение по ТУ				

Примечания: 1. Нумерация лопастей произведена $\frac{\text{по}}{\text{против}}$ часовой стрелке.

2. Градуированная лопасть № расположена под углом к риске фланцевого соединения валов.

3. Размер *е* следует определять подсчетом по замерам, приведенным до установки вклады на подшипника на место.

Рис. 8-40. Формуляр установки рабочего колеса поворотнолопастной турбины.

ми (рис. 8-41). Заглушки изготовляются из нержавеющей стали и стягиваются между собой болтами. Оси верхней и нижней заглушек должны быть эксцентричными, что исключает произвольный поворот заглушек.

В связи с тем, что в местах заделки монтажных отверстий заглушками происходит, как правило, интенсивное кавитационное разрушение поверхностей лопастей, в некоторых конструкциях гидроагрегатов эти отверстия не делаются. В таких случаях установка рабочего колеса в проектное положение может производиться в сборе с валом и крышкой турбины. При этом колесо подвешивается на корпусе подшипника с помощью специального разъемного кольца, закрепляемого на валу. Применяется также установка рабочего колеса единым блоком с валом, крышкой турбины, опорой подпятника и подпятником с подвешиванием колеса на подпятнике. Могут быть применены и другие способы подвешивания или опирания рабочего колеса при установке его в проектное положение, но они должны быть предусмотрены в конструкции гидроагрегата.

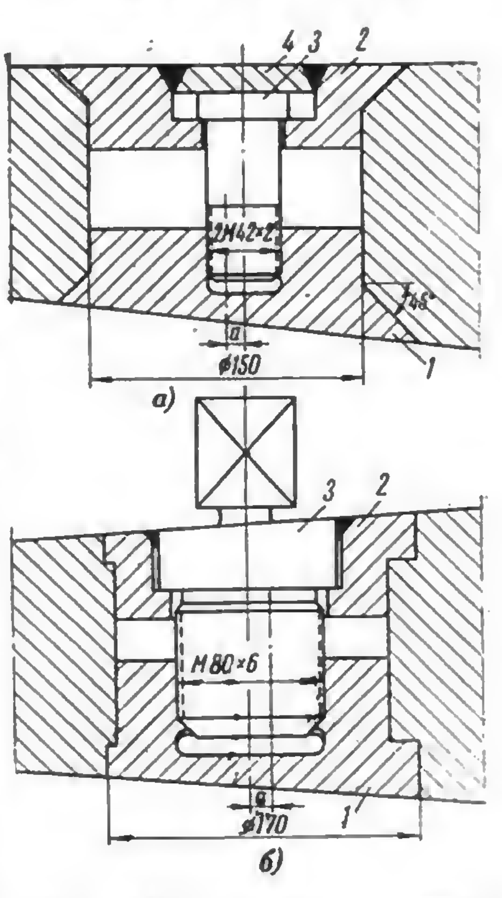


Рис. 8-41. Заглушки монтажных отверстий лопастей рабочего колеса.
а — старая конструкция заглушки; *б* — новая конструкция заглушки; *1*, *2* — нижняя и верхняя заглушки; *3* — болт; *4* — крышка.

Вал турбины соединяется с крышкой цилиндра сервомотора на монтажной площадке. Перед соединением фланцы их проверяются контрольной линейкой и при наличии выпуклостей, заусенцев и забоин зачищаются. Монтажные метки на фланцах вала и крышки совмещаются, а в соединение фланцев закладывается резиновое уплотнение, после чего по нумерации устанавливаются и затягиваются болты. Соединение фланцев должно быть плотным, так чтобы щуп 0,03 *мм* не проходил.

До сборки вала с крышкой цилиндра к штоку поршня сервомотора присоединяется маслоподводящая штанга. При установке штанги особое внимание должно быть уделено чистоте масляных каналов, плотности фланцевых соединений частей штанги и надежности закрепления гаек болтов от самоотвинчивания.

Установка вала на место производится с помощью приспособления для подъема рабочего колеса. Если нижний развитой фланец вала является крышкой цилиндра сервомотора, то вал устанавливается сразу после выверки рабочего колеса и соединения штока сервомотора с маслоподводящей штангой. По окончании установки и соединения вала его центральное отверстие и штангу следует закрыть временными заглушками во избежание загрязнения маслоподводящей системы.

Крышка турбины собирается на монтажной площадке отдельными поясами, которые затем соединяются между собой. Установка крышки на место обычно производится до центровки ротора турбины. Если нижний пояс в собранном виде не проходит через верхний фланец вала, то его опускают двумя отдельными частями и собирают на крышке цилиндра сервомотора. Верхние пояса, соединенные на монтажной площадке, опускают на место, после чего к ним подтягивается нижний

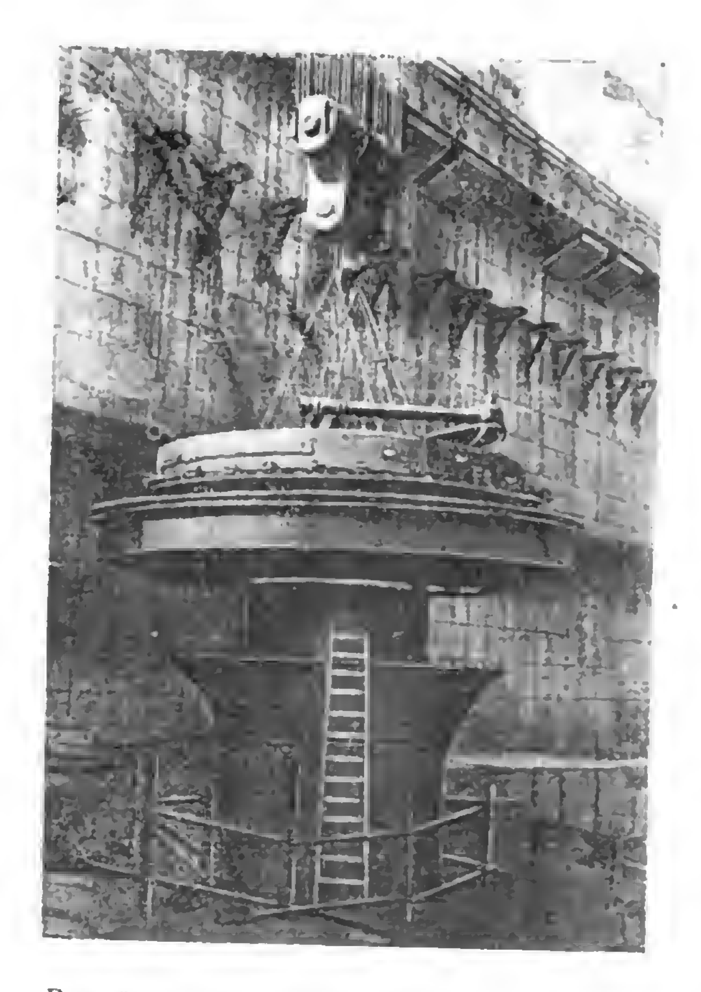


Рис. 8-42. Сборка блока крышки турбины.

пояс с помощью удлиненных шпилек либо крана. Соединение между собой поясов крышки и их сегментов выполняется на свинцовом сурике, а уплотнение соединения опорного фланца верхнего кольца направляющего аппарата и крышки турбины производится резиновым шнуром или парусиновой прокладкой, смазанной суриком.

Целесобразно устанавливать крышку, собранную с регулирующим кольцом и его опорой (рис. 8-42) либо еще более крупным блоком, состоящим из крышки турбины, регулирующего кольца с опорой, опоры подпятника и сервомоторов направляющего аппарата, если они расположены на крышке турбины.

Центровка крышки турбины производится по валу так, чтобы обеспечивалась возможность правильной установки корпуса подшипника. Допустимые отклонения крышки турбины следующие:

Диаметр рабочего колеса, *м*	3,0	5,0	7,2	9,3
Допустимые отклонения от соосности, *мм*	0,75	1,5	2,0	2,5

8-8. ЦЕНТРОВКА РОТОРА ГИДРОТУРБИНЫ

Общие положения центровки. Нормальная и надежная работа гидроагрегата определяется в основном положением геометрической оси его ротора, которое зависит не только от качества изготовления агрегата, но и от правильности сборки его на месте установки. Вал турбины является базой для проверки монтируемых в дальнейшем деталей и узлов генератора, и поэтому особенно важно, чтобы ось вала турбины была тщательно выверена. В процессе центровки вала турбины должны быть достигнуты:

вертикальность геометрической оси (линии) вала турбины;

отсутствие излома оси вала во фланцевом соединении при наличии промежуточного вала;

концентричность зазоров в уплотнениях, в камере рабочего колеса и в корпусе подшипника.

Центровка ротора турбины обычно производится после монтажа направляющего аппарата и установки крышки турбины и корпуса подшипника. Если учитывать, что основная выверка зазоров между рабочим колесом и неподвижными деталями турбины производилась в процессе предварительной центровки рабочего колеса, а изменение этих зазоров при окончательной центровке вала не может быть значительным, центровка турбины заключается только в проверке положения геометрической оси ее вала.

В связи с тем, что отклонение геометрической оси вала турбины от вертикали допускается не более 0,02—0,03 *мм* на 1 *м* длины вала, окон-

чательная проверка его вертикальности вообще может производиться уровнем с ценой деления 0,02 *мм* на 1 *м*. Для этого уровень устанавливается на поверхность фланца вала поочередно в четырех точках на взаимно перпендикулярных диаметрах. Проверить такое определение уклона вала можно рамочным уровнем, прикладывая его сбоку вала в четырех положениях.

Однако проверкой вертикальности вала по уровню можно определить уклон лишь свыше максимально допустимого. Поэтому более точная проверка вертикальности геометрической оси вала обычно производится по четырем струнам, опущенным вертикально вдоль вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

Центровка по струнам производится специальным приспособлением, показанным

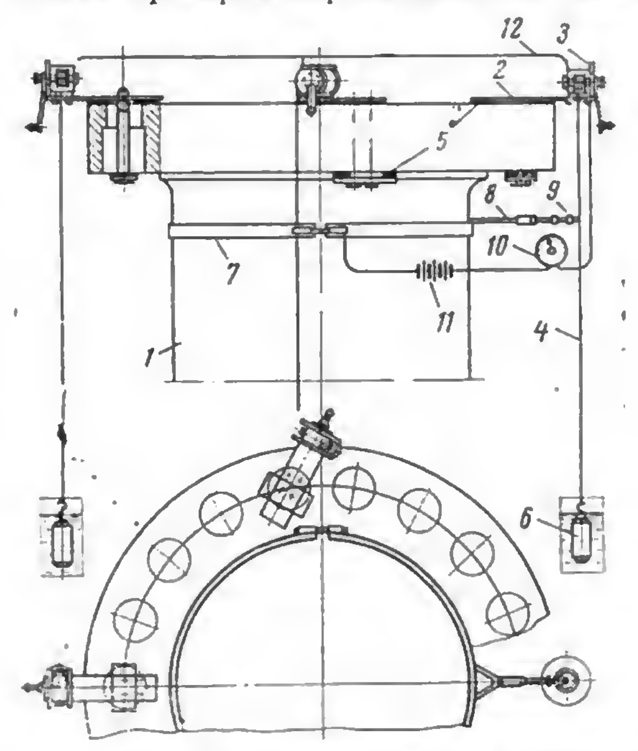


Рис. 8-43. Приспособление для центровки вала турбины по струнам.

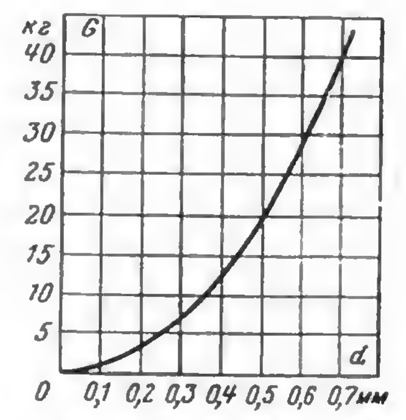


Рис. 8-44. Зависимость веса проверочного груза от диаметра струны.

на рис. 8-43. На верхней плоскости фланца вала турбины *1* устанавливается крестовина *2* с устройствами (лебедками) *3* по главным осям агрегата для подвески струн *4*. Между планками крепления лебедок и фланцем ставятся электроизоляционные прокладки *5*. С крестовины спускаются стальные струны диаметром 0,3—0,5 *мм* с грузами *6*. Наиболее рациональной формой груза является цилиндр с отношением высоты к диаметру 2—2,5. Для более устойчивого состояния струн грузы опускаются в сосуды с маслом. С этой же целью грузы должны иметь максимально возможный вес, определяемый диаметром стальной калиброванной проволоки, применяемой для струн. При пределе прочности проволоки в 200 *кгс/мм*² максимально допускаемый вес груза можно определить по кривой на рис. 8-44.

Фиксация мерных сечений производится хомутами *7* (рис. 8-43), установленными на валу по возможности горизонтально. Располагать струны на одинаковом расстоянии от вала не обязательно, но желательно, так как при этом подсчеты замеров несколько упрощаются. Замеры расстояний от вала до струн производятся специальной вилкой *8* с микрометрическим штихмасом *9*. Определение момента начала касания головки штихмаса к струне для большей точности замеров, а следовательно, и центровки осуществляется с помощью электрической схемы, в которую включен милливольтметр *10* или телефонный зуммер с наушниками. Схема питается от аккумуляторной батареи *11* напряжением 6—12 *в*. Для возможности пользования одной схемой на всех

струнах лебедки электрически соединены между собой проводом *12*.

Вилка (рис. 8-45), определяющая радиальное положение штихмаса при замерах, состоит из микрометрического штихмаса *1* с ценой деления 0,01 *мм*, удлинителя *2* и вилки *3*.

При замерах штихмасом определяется не абсолютная величина расстояния струны *А* от вала, а только отклонение ее от нулевого положения штихмаса. Точность замеров при условии правильности их выполнения достигает 0,01—0,005 *мм*, что вполне обеспечивает выявление отклонения оси вала в пределах принятых допусков.

Для обеспечения наиболее точного определения положения вала в процессе центровки необходимо:

весь цикл замеров по всем мерным сечениям выполнять одному поверяющему;

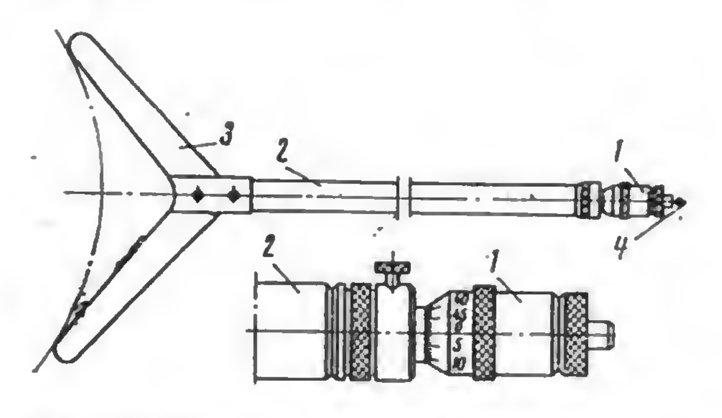


Рис. 8-45. Вилки для центровки вала турбины.

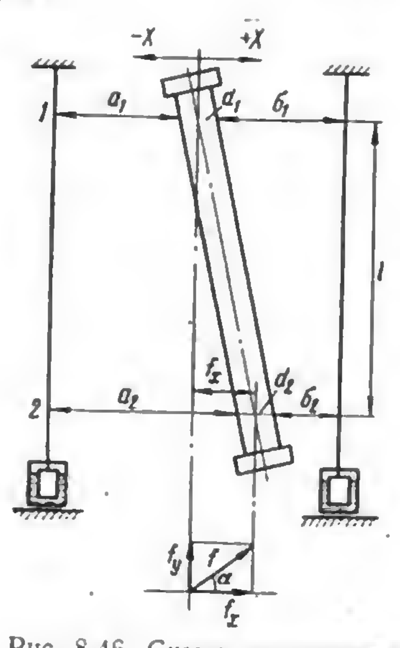


Рис. 8-46. Схема определения уклона вала.

производство всех замеров осуществлять в одинаковых условиях;

не изменять длину штанги в одном мерном сечении.

Определение уклона вала турбины. При центровке одновального ротора турбины проверяется только положение геометрической оси вала и определяется величина отклонения этой оси от вертикали, т. е. так называемый уклон вала. Замеры положения оси вала относительно вертикальных струн, подвешенных в плоскостях *X* и *Y*, производятся в двух мерных сечениях. При этом верхнее мерное сечение располагается у верхнего фланца вала, а нижнее — вблизи подшипника турбины. Для повышения точности центровки расстояния между мерными сечениями должны быть максимальными, а расстояния от струн до поверхности вала — минимальными.

Определение уклона геометрической оси вала производится из условия взаимной параллельности вертикальной оси агрегата и двух вертикальных струн. Из схемы, приведенной на рис. 8-46, видно, что

$$a_1 + \frac{d_1}{2} = a_2 + \frac{d_2}{2} - f_x;$$

$$б_1 + \frac{d_1}{2} = б_2 + \frac{d_2}{2} + f_x.$$

Вычитая второе равенство из первого, получаем:

$$a_1 - б_1 = a_2 - б_2 - 2f_x.$$

Следовательно, величина отклонения нижнего конца вала от вертикали в плоскости *X* равна:

$$f_x = \frac{(a_2 - б_2) - (a_1 - б_1)}{2}. \qquad (8\text{-}4)$$

Аналогично величина уклона в плоскости Y

$$f_y = \frac{(b_2 - z_2) - (b_1 - z_1)}{2}. \qquad (8\text{-}5)$$

Абсолютная величина уклона

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}. \qquad (8\text{-}6)$$

Направление абсолютного уклона может быть определено при графическом сложении f_x и f_y либо из уравнения

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{f_x}{f_y}. \qquad (8\text{-}7)$$

Относительный уклон вала равен:

$$\Delta f = \frac{f}{l}, \qquad (8\text{-}8)$$

где f — уклон, *мм*;

l — длина вала между мерными сечениями, *м*.

Величина относительного уклона вала не должна превышать 0,02—0,03 *мм* на 1 *м* длины вала.

Из рассмотренного выше следует, что для центровки вала абсолютные величины расстояний от струн до поверхности вала не имеют значения и достаточно замерять только отклонения головки штихмаса от своего нулевого положения. Разница в диаметре вала в мерных сечениях также не влияет на определение величины уклона.

В связи с необходимостью высокой точности центровки вала замеры отклонения штихмаса должны выполняться особенно тщательно, и после производства замеров во всех сечениях следует проверить отсутствие ошибки при их выполнении, так как наличие ошибки может исказить результаты центровки и внести неопределенность в действительное положение вала. Учитывая, что абсолютная точность замеров невозможна, допускают некоторую погрешность в замерах при центровке, которая, однако, не должна превышать

$$[(а_1—б_1)—(в_1—г_1)]—[(а_2—б_2)—(в_2—г_2)] \leqslant 0{,}04 \text{ мм}.$$

При большей погрешности замеры должны быть повторены.

Процесс центровки одновального ротора турбины осуществляется в следующем порядке:

производятся замеры от струн до вала во всех мерных сечениях;

определяется погрешность замеров;

вычисляется уклон геометрической оси ротора;

при необходимости исправляется положение вала и повторяется весь цикл замеров и вычислений.

Центровка производится до тех пор, пока вал не будет установлен с необходимой точностью.

Изменение вертикальности вала у радиально-осевых турбин производится подбивкой с соответствующей стороны парных клиньев под нижним ободом рабочего колеса, а у поворотно-лопастных — подтягиванием гаек подвесок. Величина подклинивания или подтягивания рабочего колеса для устранения недопустимого укло-

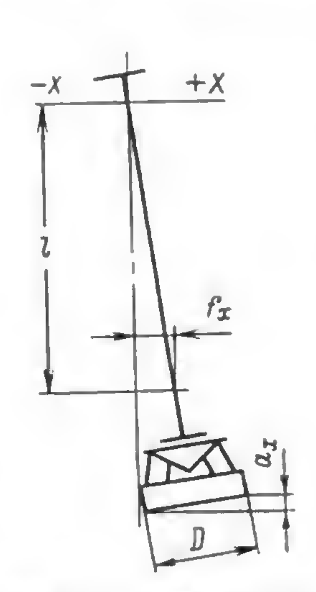


Рис. 8-47. Схема исправления положения вала.

на вала определяется из геометрического подобия треугольников (рис. 8-47):

$$a_x = f_x \frac{D}{l}; \; a_y = f_y \frac{D}{l}; \; a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2} = f \frac{D}{l},$$

где a — величина подклинивания или подтягивания, *мм*;

f — величина уклона вала, *мм*;

D — наружный диаметр рабочего колеса, *м*;

l — длина вала между мерными сечениями, *м*.

Если проекция вала получилась со знаком плюс, то нижний конец вала отклонен вправо и для придания валу вертикальности верхний конец его необходимо переместить вправо, для чего следует поднять левую сторону рабочего колеса на величину a_x или a_y. При знаке минус необходимо поднять правую сторону рабочего колеса и переместить верхний конец вала влево.

Таблица 8-9

Запись замеров и вычислений при центровке турбины

Замеры и вычисления	Обозначение замеров и вычислений	Замеры в мерных сечениях		Замеры и вычисления	Обозначения замеров и вычислений	Замеры в мерных сечениях	
		1	2			1	2
—X	а	12,12	12,04	Разность замеров	а—б	—6,13	—6,21
+X	б	18,25	18,25		в—г	—2,25	—2,09
—Y	в	24,40	24,43	Величины уклонов	f_x	—	—0,04
+Y	г	26,65	26,52		f_y	—	0,08
Сумма замеров	а+б	30,37	30,29		f	—	0,09
	в+г	51,05	50,95		l	—	6,0
Погрешность вычислений		—	—0,04		Δf	—	0,015
				Направление уклона	tgα	—	—0,5
					α	—	—6,5°

Рассмотрим численный пример подсчета уклона вала по полученным замерам. Для удобства запись замеров и вычислений целесообразно производить по форме, приведенной в табл. 8-9.

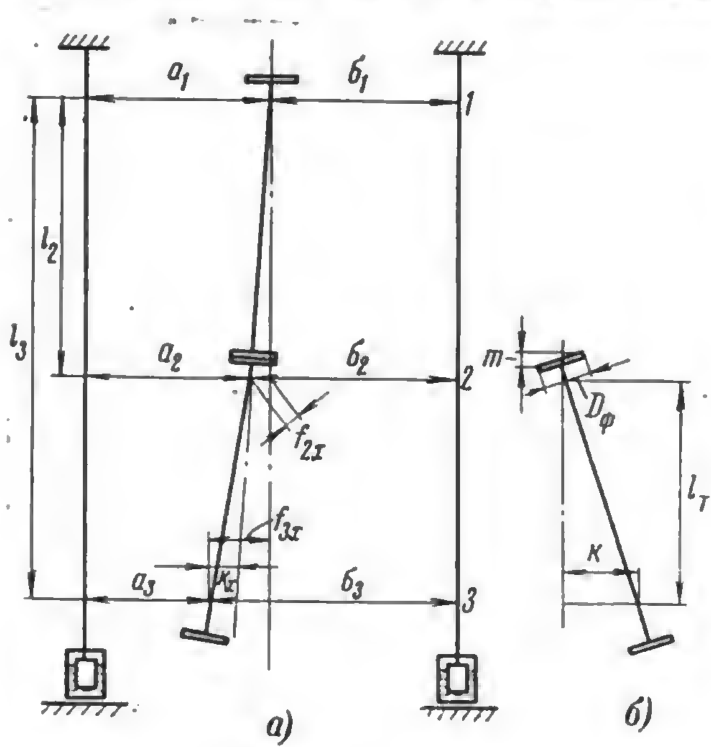


Рис. 8-48. Схема центровки турбины с промежуточным валом.

а — определение уклона и излома вала; *б* — определение величины шабровки фланца.

Полученные результаты вычислений в примере показывают, что замеры произведены достаточно правильно, так как погрешность их составляет 0,04 *мм*. Величина относительного уклона равна 0,015 *мм/м*, что не выходит из принятых допусков. Абсолютный уклон составляет 0,09 *мм* и направлен под углом 26,5° между осями —X и +Y. Следовательно, ротор турбины установлен достаточно вертикально и центровка его может быть прекращена.

Центровка турбины с промежуточным валом. При наличии промежу-

точного вала отклонение линии вала турбины от вертикальной оси в нижнем сечении равно геометрической сумме отклонений от уклона и излома во фланцевом соединении основного и промежуточного валов. Проверка положения геометрической оси вала производится также по струнам замерами в трех мерных сечениях (рис. 8-48,*а*). Замеры в двух верхних сечениях *1* и *2* определяют уклон оси промежуточного вала, а замеры в нижнем сечении *3* дают возможность определить общий уклон вала и излом его геометрической оси во фланцевом соединении. Уклон геометрической оси вала относительно вертикали определяется аналогично описанному выше и равен:

$$f_{3x}=\frac{(a_3-б_3)-(a_1-б_1)}{2};\ f_{3y}=\frac{(в_3-г_3)(в_1-г_1)}{2};$$

$$f_3=\sqrt{f_{3x}^2+f_{3y}^2}.$$

Величина относительного уклона $\Delta f_3=f_3/l_3$.

Излом линии вала во фланцевом соединении возможен из-за неточности обработки торцевых поверхностей фланцев. Практически эта погрешность (торцевой бой фланцев) при изготовлении валов допускается до 0,02 *мм*.

Из геометрического подобия треугольников (рис. 8-48,*а*), образованных продолжением оси промежуточного вала и вертикалью, величина излома в плоскости X

$$k_x=f_{3x}-f_{2x}\frac{l_3}{l_2}. \qquad (8\text{-}9)$$

Аналогично излом в плоскости Y.

$$k_y=f_{3y}-f_{2y}\frac{l_3}{l_2}. \qquad (8\text{-}10)$$

Абсолютная величина излома равна:

$$k=\sqrt{k_x^2+k_y^2}. \qquad (8\text{-}11)$$

Вследствие возможного наложения погрешностей обработки торцевых поверхностей фланцев промежуточного и турбинных валов (рис. 8-48,*б*) допускается излом геометрической оси вала:

$$k_{доп}\leqslant 0{,}02\cdot 2\frac{l_т}{D_ф}=0{,}04\frac{l_т}{D_ф}, \qquad (8\text{-}12)$$

где $l_т$ — длина вала турбины между сечениями *2* и *3*, *м*;

$D_ф$ — диаметр фланца вала, *м*.

Центровка вала и производство замеров выполняются так же, как и при определении уклона. При вычислении проекций излома величины уклонов подставляются с их знаками, и полученный знак излома будет показывать, в какую сторону от оси промежуточного вала направлен излом вала турбины. Устранение недопустимого уклона вала производится способом, описанным выше.

Излом вала во фланцевом соединении может устраняться шлифовкой одной из сопрягаемых поверхностей фланцев. В некоторых случаях (в небольших турбинах) для устранения излома возможен поворот фланца промежуточного вала относительно оси вала турбины. Устранение излома постановкой клиновидных металлических или бумажных прокладок между фланцами не должно допускаться.

Место необходимой шлифовки определяется направлением излома k, а величина глубины шлифовки (рис. 8-48,*б*) равна:

$$m=k\frac{D_ф}{l_т}.$$

После устранения излома оси вала центровка ротора турбины должна быть повторена.

Пример центровки турбины с промежуточным валом приведен в табл. 8-10.

Таблица 8-10

Запись замеров и вычислений при центровке турбины с промежуточным валом

Замеры и вычисления	Обозначения замеров и вычислений	Замеры в мерных сечениях		
		1	2	3
$-X$	a	12,12	12,04	12,00
$+X$	$б$	18,25	18,26	18,31
$-Y$	$в$	24,40	24,43	24,30
$+Y$	$г$	26,65	26,50	24,66
Сумма замеров	$a+б$	30,37	30,30	30,31
	$в+г$	51,05	50,93	50,96
Погрешность вычислений	—	—	−0,05	−0,03
Разность размеров	$a-б$	−6,13	−6,22	−6,31
	$в-г$	−2,25	−2,07	−2,36
Величина уклона	f_x	—	−0,045	−0,09
	f_y	—	0,09	0,055
	f	—	0,102	0,106
	l	—	5,0	9,0
	Δf	—	0,02	0,012
Направление уклона	$\mathrm{tg}\,\alpha$	—	—	−1,63
	α	—	—	−59°
Величина излома	k_x	—	—	−0,01
	k_y	—	—	−0,11
	k	—	—	0,11
Направление излома	$\mathrm{tg}\,\beta$	—	—	0,91
	β	—	—	42°

Результаты центровки ротора турбины в рассмотренном примере показывают, что уклон вала находится в допустимых пределах. Допускаемый излом при длине вала $l_т=4$ *м* и диаметре фланца $D_ф=1,8$ *м* может быть не более

$$k \leqslant 0,04\frac{4}{1,8}=0,09 \text{ мм}.$$

Фактический же излом линии вала равен 0,11 *м*. Превышение излома сверх допустимого является незначительным (0,02 *мм*), и вал можно оставить с таким изломом. Но он может быть и шлифован на величину

$$m=0,11\frac{1,8}{4}=0,05 \text{ мм}.$$

Направление излома, а следовательно, и шлифовки 42° между осями $-X$ и $-Y$.

8-9. ПОДШИПНИКИ ГИДРОТУРБИН

Монтаж турбинных подшипников всех конструкций производится, как правило, после соединения турбинного и генераторного валов. При этом вкладыш подшипника должен ставиться на место только по окончании центровки вала всего агрегата.

До начала монтажа подшипника все детали его на сборочной площадке должны быть тщательно очищены и промыты. Особое внимание следует уделять очистке смазочных емкостей и литых деталей в труднодоступных местах. Вкладыш подшипника следует проверить по валу с целью определения действительного зазора и степени касания поверхности вкладыша к шейке вала. Осуществлять такую проверку лучше

в горизонтальном положении вала перед соединением его с рабочим колесом. Для этого сегменты вкладыша соединяют на рабочей шейке вала в кольцо и, поворачивая вкладыш по валу, замеряют снизу в четырех положениях диаметральный зазор по всей длине вкладыша. У подшипников с масляной смазкой необходимо также подшабрить вкладыш по валу до степени касания баббитовой поверхности вкладыша к шейке вала не менее чем в одной-двух точках на 1 *см²*. Касание определяется при повороте вкладыша по краске (глазури), тонким слоем которой покрывается рабочая поверхность вала. Зазоры между валом и расточкой вкладыша, проверенные в четырех направлениях, не должны отличаться от проектных более чем на ±20%.

Монтаж подшипника с масляной смазкой (см. рис. 3-22) начинается после центровки ротора турбины установкой сальникового уплотнения *9*, расположенного ниже подшипника, без набивки сальниковой прокладки. Затем корпус *2* подшипника собирается в кольцо вокруг вала и с помощью талей опускается на место. Выверка корпуса подшипника по валу производится отжимными болтами с замерами штихмасом расстояний от посадочных поясов корпуса до поверхности вала. По окончании центровки вала гидроагрегата опускается на место и закрепляется вкладыш *3* подшипника. Проверка зазора между вкладышем и валом производится щупом в четырех направлениях. С целью проверки наличия зазора по всей высоте вкладыша такие же замеры выполняются индикатором при отжатии вала с помощью домкрата в сторону до отказа. После проверки зазоров положение корпуса подшипника фиксируется на крышке турбины постановкой контрольных шпилек. Затем устанавливается и расцентровывается по валу крышка подшипника *4*, производятся набивка сальникового уплотнения и затягивание его. Монтируется также система подачи смазки подшипника.

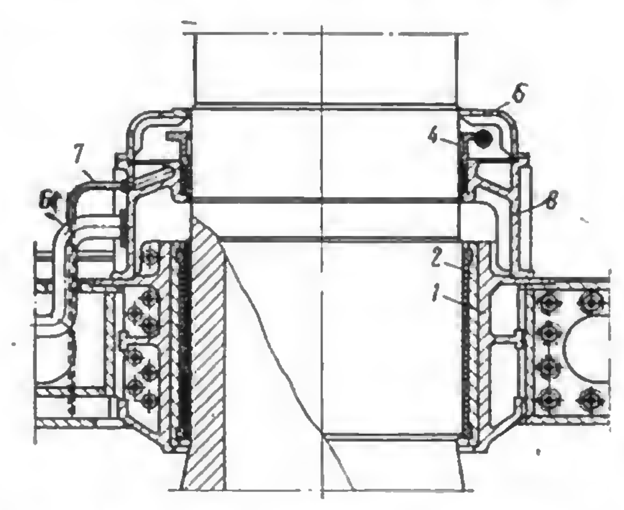


Рис. 8-49. Узел подшипника с резиновым вкладышем.

При монтаже подшипников с водяной смазкой (рис. 8-49) вначале устанавливается корпус *1* подшипника. В гидроагрегатах с подпятником, расположенным на крышке турбины, корпус подшипника устанавливается на место до монтажа опоры подпятника. Установка и выверка корпуса и вкладыша *2* производятся аналогично описанному выше. После проверки зазоров в подшипнике и фиксации его корпуса устанавливается на место и собирается с помощью талей ванна *3* подшипника, состоящая обычно из двух частей. Ванна расцентровывается по валу, закрепляется на месте и фиксируется на корпусе подшипника контрольными шпильками. После этого укладывается сальниковая набивка, устанавливается и равномерно затягивается грунд-букса *4* сальника. Затягивание грунд-буксы должно производиться так, чтобы во время работы через сальник просачивалась вода, необходимая для смазки сальниковой набивки. Крышка ванны *5* перед закреплением на месте расцентровывается по валу. Затем к ванне подшипника присоединяются трубопровод подачи смазывающей воды *6* и трубка *7* для отвода воды, просачивающейся через сальник.

В связи с тем, что набивка сальниковых уплотнений вызывает в процессе эксплуатации быстрое истирание вала или его рубашки,

в современных конструкциях гидротурбин начали применять торцевые уплотнения (рис. 8-50), практически исключающие износ вала. Монтаж такого уплотнения начинается с установки на вал и закрепления нижнего вращающегося кольца *1*, состоящего из двух частей. На нижнее кольцо устанавливается и склеивается также из двух частей нижнее резиновое уплотнительное кольцо *2*, закрепляемое на месте прижимным кольцом *3*. Затем устанавливается, расцентровывается по валу и закрепляется на ванне *4* подшипника корпус *5* уплотнения. Нижнее металлическое кольцо должно быть расположено по высоте так, чтобы при подъеме ротора агрегата на тормозах весь торец нижнего уплотнительного кольца касался конусной части корпуса уплотнения. Такая установка нижнего кольца предотвращает утечку воды из ванны подшипника при нарушении связи в верхнем уплотнении в случаях, когда ротор агрегата поднят на тормозах.

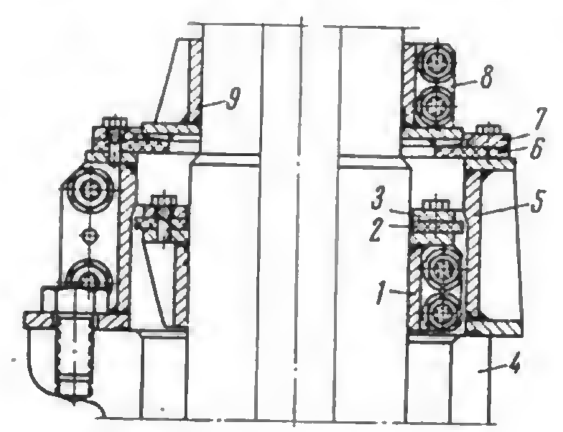
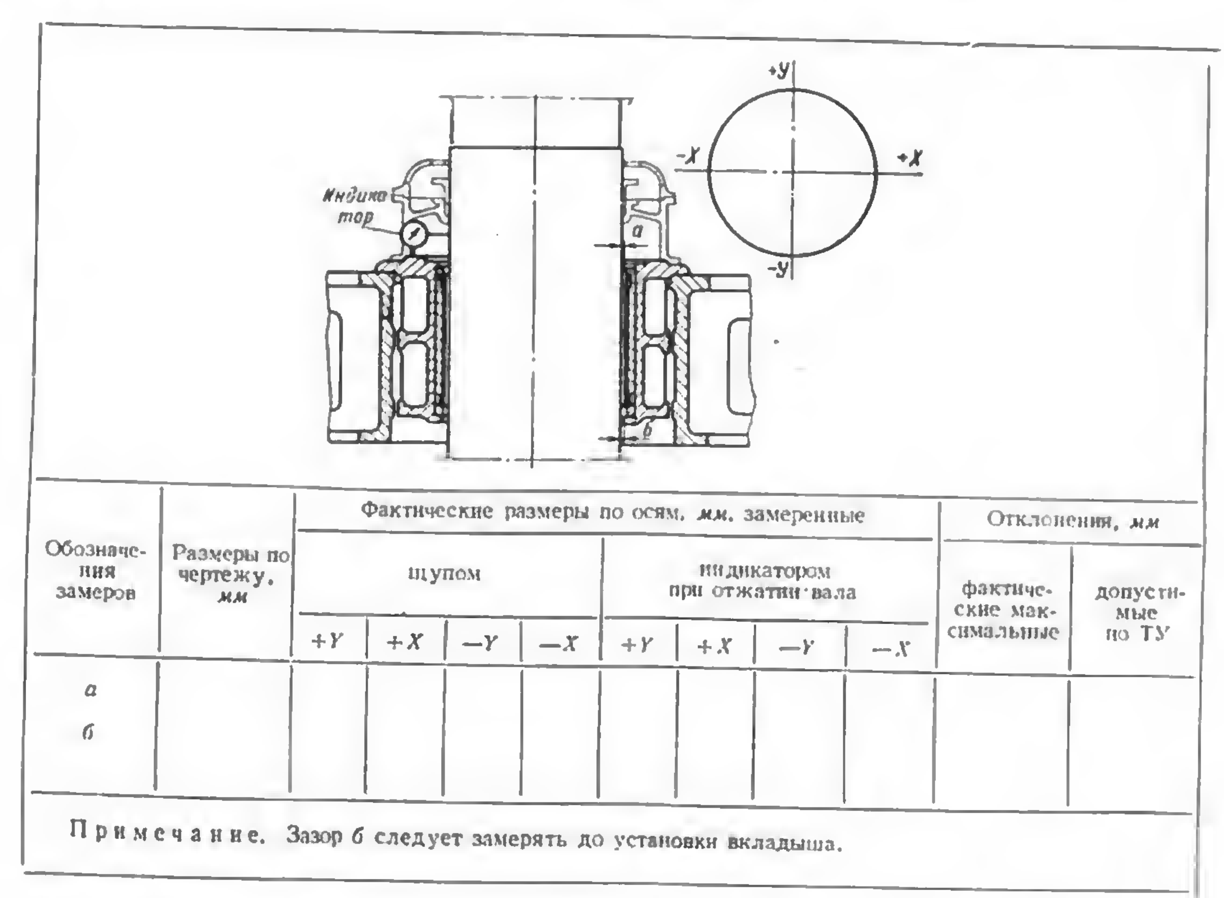


Рис. 8-50. Торцевое уплотнение вала турбины.

Верхнее резиновое уплотнительное кольцо *6* устанавливается на корпус уплотнения и закрепляется на нем металлическим прижимным кольцом *7*. На валу турбины крепится верхнее кольцо *8* уплотнения, состоящее из двух частей, к которому снизу приварен конусный нажимный пояс. Верхнее кольцо устанавливается на валу в таком положении, чтобы нажимный пояс всегда находился в плотном контакте с резиновым кольцом по всей поверхности. Уплотнение по валу и в стыках всех колец и корпуса осуществляется резиновым шнуром *9* и прокладками.



Обозначения замеров	Размеры по чертежу, мм	Фактические размеры по осям, мм, замеренные								Отклонения, мм	
		щупом				индикатором при отжатии вала				фактические максимальные	допустимые по ТУ
		+Y	+X	−Y	−X	+Y	+X	−Y	−X		
а											
б											

Примечание. Зазор *б* следует замерять до установки вкладыша.

Рис. 8-51. Формуляр подшипника турбины.

По окончании монтажа подшипника проверяются также зазоры между нижними торцевыми плоскостями корпуса и вкладыша подшипника, которые должны превышать величину подъема ротора гидроагрегата на тормозах не менее чем на 5 *мм*. Зазоры, замеренные при окончательной проверке подшипника, заносятся в монтажный формуляр (рис. 8-51).

8-10. МОНТАЖ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Монтаж механизмов регулятора по характеру работы и времени их выполнения можно разделить на три этапа.

Первый этап является процессом чисто установочных работ и охватывает монтаж маслонапорной установки (МНУ), колонки управления регулятора, напорного и сливного масляного трубопровода, передачи обратной связи, контрольной аппаратуры, служебных трубопроводов водяных и воздушных.

Второй этап монтажных работ заключается в проверке установки и действия отдельных механизмов регулятора, наладке их работы, заполнении системы регулирования маслом, проверке работы направляющего аппарата и механизма поворота рабочих лопастей. Работы этого этапа выполняются по окончании монтажа турбины до заполнения спиральной камеры водой.

На третьем этапе производятся проверка, наладка и испытание системы регулирования в период пуска агрегата.

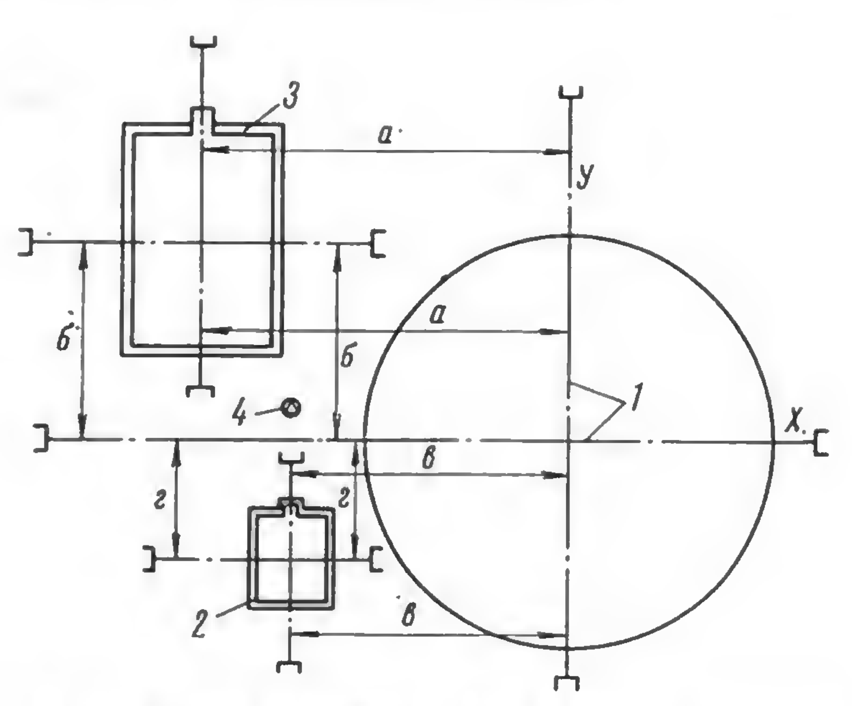


Рис. 8-52. Схема фундаментов МНУ и колонки управления регулятора.

1 — оси агрегата; *2* — фундамент колонки управления; *3* — фундамент МНУ; *3* — репер.

Ревизия механизмов системы регулирования заключается в разборке их, очистке деталей от консервирующего покрытия, смазке турбинным маслом и сборке. При ревизии котла и бака МНУ производятся расконсервация их, проверка фланцев, зачистка забоин и вмятин, проверка резьб, тщательная очистка внутренних поверхностей. В колонке управления удаляется консервация с поверхностей всех механизмов, расположенных внутри колонки. Проверяется состояние деталей с разборкой отдельных механизмов, смазкой и последующей сборкой их. После расконсервации маслоприемника производятся внешний осмотр его де-

талей, очистка каналов, проверка движения штанги во втулке маслоприемника. Ревизию МНУ и колонки управления лучше выполнять после установки их на место и бетонирования.

Оборудование системы регулирования обычно устанавливается в машинном здании на отметке его пола и лишь иногда ниже отметки пола. До начала монтажа проверяется состояние фундаментов и штраб и производится разбивка установочных осей МНУ и колонки управления относительно главных осей агрегата, вынесенных для этого на отметку пола машинного здания (рис. 8-52). Разбивка установочных осей может производится с помощью осевых струн, натянутых на специальные скобы либо непосредственным замерами расстояний этих осей от главных осей агрегата с нанесением установочных осей меловой чертой на фундаменте. Высотное положение фундаментов проверяется от репера, вынесенного в район установки регуляторного оборудования.

Монтаж системы регулирования может производиться сразу по готовности его фундаментов и пола машинного здания, одновременно с монтажом турбины и генератора, в следующем порядке.

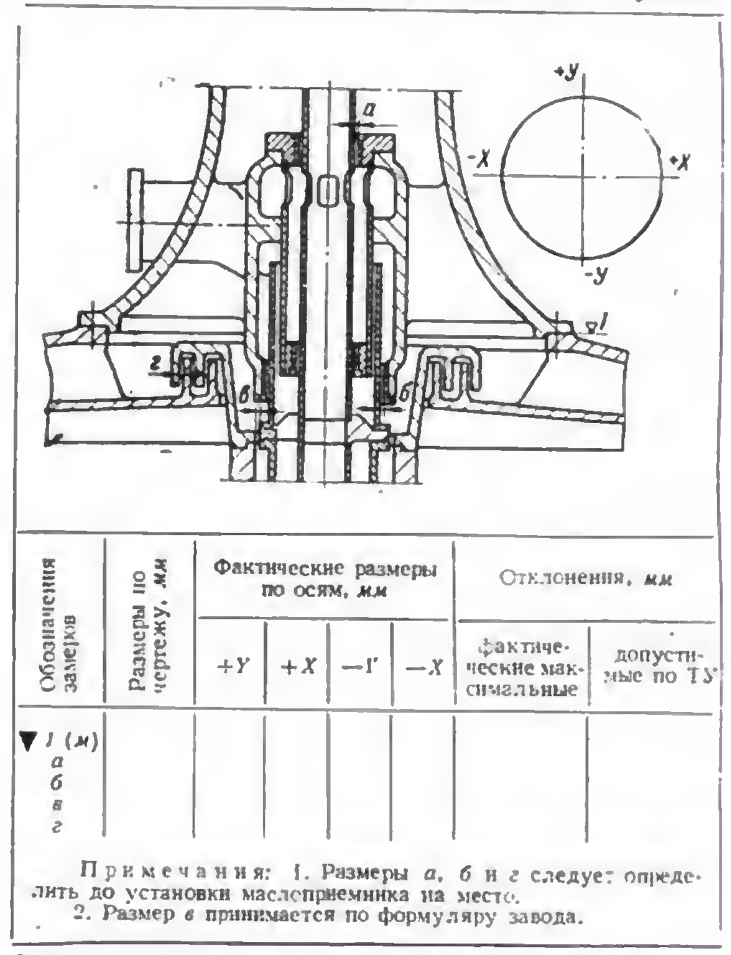
Сливной бак МНУ опускается в штрабу и устанавливается на фундамент на заранее уложенные металлические подкладки. Выверка бака по высоте и горизонтальности выполняется нивелированием по реперу с изменением высотного положения подкладками. В плане бак проверяется по заводским осевым меткам, которые должны совпадать с установочными осями, нанесенными на фундаменте. По окончании выверки бак раскрепляется в штрабе, а установочные подкладки свариваются между собой и привариваются к баку и выпускам арматуры. Затем производятся бетонирование штрабы и подливка бака бетоном.

После затвердения бетона на бак устанавливается масловоздушный котел, а также масляные насосы с двигателями. Вся фланцевая арматура и аппаратура закрепляется на прессшпановых прокладках, покрытых маслостойким лаком и эмалью. Регулировка клапанов и реле давления производится в процессе пусконаладочных работ В тех конструкциях МНУ, где масловоздушный котел устанавливается отдельно от бака на своей фундаментной раме, он монтируется и выверяется аналогично сливному баку.

Колонка управления регулятора может монтироваться на заранее установленной и выверенной фундаментной раме. Однако удобнее фундаментную раму соединять с колонкой управления на монтажной площадке и в собранном виде устанавливать на фундамент. Выверка колонки по высоте, горизонтальности и в плане, а также раскрепление и бетонирование ее выполняются так же, как и бака МНУ. По затвердении бетона производятся ревизия механизмов колонки управления и присоединение к ним передач обратной связи, подгонка и закрепление системы масляных трубопроводов.

Нормализованный маслоприемник поворотнолопастной турбины устанавливается обычно на статоре возбудителя, и поэтому монтаж его производится после окончания монтажа возбудителя. До установки на место на монтажной площадке производится контрольная сборка маслоприемника с целью проверки концентричности его корпуса с основанием. Для выверки основание маслоприемника устанавливается горизонтально по уровню. На гребенку лабиринта основания ставится несколько металлических пластинок общей толщиной, равной торцевому зазору между подвижной и неподвижной гребенками лабиринта. После этого на уложенные пластинки устанавливается маслоотражатель и расцентровывается по зазорам в лабиринте. Неравномерность зазоров между гребенками основания маслоприемника и маслоотражателя не должна превышать 0,15 *мм*. Высотное положение маслоприемника относительно неподвижной гребенки фиксируется рисками.

Затем на основание маслоприемника устанавливается корпус вместе с буксой и штангой. Выверка корпуса и основания производится по равномерности зазоров между центрирующим буртиком отражателя и наружной штангой маслоприемника. Несоосность корпуса маслоприемника и его основания допускается не более 0,05 *мм*. Одновременно проверяется легкость движения наружной и внутренней штанг во втулках корпуса и буксы маслоприемника. При необходимости допускается шабровка бронзовых втулок в пределах проектных зазоров. Расцентрованный корпус маслоприемника фиксируется на его основании контрольными штифтами, после чего маслоприемник разбирается для установки на место. До монтажа должна быть проверена соосность надставки и вала генератора.



Обозначения замеров	Размеры по чертежу, *мм*	Фактические размеры по осям, *мм*				Отклонения, *мм*	
		+Y	+X	−Y	−X	фактические максимальные	допустимые по ТУ
▼ I (*м*)							
а							
б							
в							
г							

Примечания: 1. Размеры *а*, *б* и *г* следует определить до установки маслоприемника на место.
2. Размер *в* принимается по формуляру завода.

Рис. 8-53. Формуляр установки маслоприемника.

При монтаже маслоприемника основание его устанавливается по осевым заводским меткам на корпус возбудителя, посадочное место на котором должно быть строго горизонтальным. Для защиты от подшипниковых токов между основанием маслоприемника и возбудителем устанавливаются изоляционные прокладки, тело болтов изолируется втулками, а под головки ставятся изоляционные шайбы. Маслоотражатель устанавливается на надставку вала и центрируется по посадочному буртику в надставке, после чего основание выверяется по зазору между гребенками лабиринта, величина которого должна быть замерена при контрольной сборке. Высотное положение основания проверяется по рискам, нанесенным ранее на гребенке. При этом негоризонтальность верхнего опорного фланца основания не допускается более 0,05 *мм* на 1 *м* его диаметра. Корпус маслоприемника опускается на место с закрепленной в нем буксой и положение его фиксируется контрольными штифтами, установленными во время контрольной сборки. При опускании корпуса верхняя плоскость его должна быть горизонтальной во избежание задиров бронзовых втулок корпуса и буксы. Зазоры между штангами маслоприемника и бронзовыми втулками должны быть концентричными, так как иначе возможно защемление штанг во втулках при вращении и осевом перемещении их в работающем агрегате. Проверка установки маслоприемника фиксируется в монтажном формуляре, приведенном на рис. 8-53.

Генератор привода маятника гидромеханического регулятора устанавливается на корпусе маслоприемника по осевым меткам с проверкой горизонтальности его по уровню. Прицентровка генератора к маслоприемнику производится по шлицевому валику ротора, который должен легко входить в отверстие штанги. Для этого перед монтажом генерато-

ра валик снимается, а генератор устанавливается так, чтобы валик свободно входил в отверстие штанги и в заточку ротора, после чего корпус генератора закрепляется на маслоприемнике и фиксируется штифтами, а валик соединяется с ротором. Проверяется величина мертвого хода ротора, который возможен при чрезмерных зазорах в шпонке или шлицах валика.

Технология монтажа маслоприемников гидротурбин с электрогидравлическим регулятором скорости (см. рис. 3-20) аналогична монтажу нормализованных маслоприемников турбин с гидромеханическими регуляторами.

В обратной связи регуляторов современных конструкций применяются в основном жесткие — рычажные или гибкие — тросовые передачи.

Монтаж рычажной передачи обратной связи заключается в установке промежуточных опор — кронштейнов, монтаже тяг, выверке их длин и соединении концов передачи с соответствующими механизмами. Кронштейны передачи устанавливаются на закрепленных в бетоне фундаментных плитах. Проверка правильности осевого положения кронштейнов выполняется с помощью струн, а высотного положения их — нивелированием. После установки и предварительной выверки кронштейнов фундаментные плитки подливаются бетоном, и окончательная проверка передачи производится по затвердении бетона. Регулировка длины тяг выполняется в среднем положении сервомотора направляющего аппарата с помощью резьбового соединения тяг с их головками. В отрегулированном положении тяги застопориваются контргайками, фиксируемыми штифтами. При проверке передачи следует стремиться к всемерному уменьшению зазоров в шарнирных соединениях, так как наличие мертвого хода в передаче приведет к ее колебаниям и неустойчивости системы регулирования. Проверка мертвых ходов в передачах обратной связи производится при наличии давления в системе регулирования.

Гибкие передачи обратной связи выполняются обычно тросом диаметром 6 *мм* с прокладкой его в газовых трубах, монтируемых по трассе напорного маслопровода. В изгибах трассы устанавливаются угольники с направляющими шарнирами на шариковых опорах. При монтаже передачи вначале устанавливаются и крепятся трубы со снятыми угловыми шарнирами, а затем в них протягивается трос и устанавливаются шарниры. Соединение троса с механизмами производится в натянутом состоянии троса с помощью заделанных в него наконечников. Монтаж тросовых передач значительно проще рычажных, так как не требует сложных выверок положения кронштейнов и установления длины каждой тяги.

Масляные и воздушные трубопроводы системы регулирования диаметром от 40 *мм* и выше выполняются из стальных труб, соединяемых между собой и с фланцами электросваркой. Часть трубопроводов поставляется обычно в виде соответственно изогнутых заготовок с монтажными припусками, а вся сборка и сварка их производится на монтаже. Трубопроводы диаметром до 30—40 *мм* изготовляются из стальных или медных труб с муфтовыми соединениями.

Монтаж трубопроводов включает следующие основные операции: заготовку труб, предварительную сборку трубопроводов и сварку их, обработку фланцев, гидравлические испытания отдельных труб и участков, очистку труб, окончательную установку трубопровода в проектное положение и гидравлическое испытание его.

Заготовка труб производится с помощью снятых по месту шаблонов из проволоки диаметром 5—8 *мм* для труб длиной до 2—3 *м*, а для труб длиной более 3—4 *м* — из трубок диаметром 15—20 *мм*. Гнутье труб, предварительно нагретых в горне или форсунками, выполняется вручную или с помощью лебедки. Трубы диаметром до 180 *мм* могут

гнуться на специальном гибочном станке. Затем производится предварительная сборка трубопровода, заключающаяся в установке труб по трассе трубопровода и прихватке электросваркой промежуточных стыков, фланцевых соединений и концевых фланцев труб, после чего трубопровод снимается и выполняются окончательная заварка стыков труб и приварка фланцев.

Вследствие нагрева при электросварке фланцы труб обычно деформируются, и поэтому соединительные поверхности фланцев после сварки должны быть проточены или припилены по плите. Припиловка фланцев труб может производиться вручную, но при фланцах больших диаметров она очень сложна и трудоемка. С целью упрощения этих работ фланцы труб диаметром свыше 100 *мм* протачиваются специальным приспособлением. После проточки фланцы следует проверить по плите и при необходимости припилить и пришабрить.

По окончании приварки и подгонки фланцев отдельные трубы и участки напорного трубопровода испытываются в течение 5 *мин* гидравлическим давлением, равным 1,5 нормального рабочего давления. Сливные трубопроводы рекомендуется испытывать давлением 8 *кгс/см*². Для испытания фланцы труб закрываются металлическими заглушками, затем трубы заполняются водой, и с помощью ручного пресса создается требуемое испытательное давление. Протечки в сварных швах и фланцевых соединениях трубопроводов, вентилей и клапанов не допускаются. При обнаружении протечек в сварных соединениях неплотный шов вырубается и заваривается вновь.

Внутренние полости труб очищаются от грязи, песка и окалины обычно после гидравлических испытаний. Для этого производится легкое наружное обстукивание труб с последующей очисткой полостей металлическими щетками или ершами. Очищенные и испытанные трубы протираются насухо чистыми тряпками без ворса и смазываются маслом, и если сразу не производится их установка, то отверстия труб временно закрываются деревянными пробками или заглушками.

Элементы трубопроводов по окончании очистки их устанавливаются на место, прочно закрепляются и присоединяются к регулирующим органам на заранее подготовленных прокладках. Материал прокладок зависит от назначения трубопровода и может быть выбран по

Таблица 8-11

Прокладочные материалы для соединений трубопроводов

Назначение трубопроводы	Давление, *кгс/см*²	Материал прокладок	Толщина, *мм*	Материал для смазывания прокладок
Масляный напорный трубопровод (фланцы пришабриваются)	40	Прессшпан	0,5—0,6	Бакелитовый лак, шеллак
Масляный сливной трубопровод (фланцы припиливаются)	—	»	1—1,5	Бакелитовый лак
Воздушный трубопровод (фланцы пришабриваются)	40	»	0,8—1,0	То же
Воздушный трубопровод (фланцы припиливаются)	6	Резина Прессшпан Картон	3—4 2—3 2—3	» » Свинцовый сурик, белила
Водяной трубопровод высокого давления (фланцы припиливаются)	20	Прессшпан	1,5—2,0	То же
Водяной трубопровод низкого давления	5	Прессшпан Картон Резина	2—3 2—3 3—4	» » —
Масляный и воздушный трубопровод медный на муфтовых соединениях	40	Медное отожженное кольцо	1,5—2,0	—
Водяной трубопровод на резьбовых соединениях	5	Чесаный лен	—	Свинцовый сурик, белила

табл. 8-11. В местах присоединения труб не должно создаваться усилий, вызываемых деформацией труб во время их сборки.

Полностью смонтированный трубопровод испытывается в течение 5 *мин* гидравлическим давлением, равным 1,25 нормального рабочего давления. Во время испытаний производится осмотр трубопровода с целью выявления и устранения протечек во фланцевых соединениях.

По окончании монтажа системы регулирования производится заполнение ее маслом. Перед заполнением все масляные емкости, трубопроводы и механизмы кинематики системы должны быть проверены и тщательно очищены. Вначале масло из трубопровода масляного хозяйства станции наливается в сливной бак до верхней отметки по указателю уровня, а затем из бака перекачивается насосом МНУ в масловоздушный котел. Нормально котел заполняется маслом до половины маслоуказателя, что соответствует обычно 40% его объема, а остальной объем заполняется воздухом под давлением, равным давлению масла в котле.

Для производства гидравлического испытания в соответствии с правилами Госгортехнадзора котел заполняется маслом с помощью насоса МНУ. Воздух из котла выпускается через верхнее отверстие в котле, которое после заполнения котла маслом закрывается пробкой. Ручным гидропрессом давление в котле поднимается до 1,25 рабочего и выдерживается в течение 10 *мин.* Затем давление в котле снижается до рабочего, и производится осмотр котла. По окончании испытания давление в котле снимается и масло спускается в сливной бак, а МНУ настраивается на пониженное давление (6—10 *кгс/см²*), достаточное для наладочных работ по системе регулирования, выполняемых до заполнения спиральной камеры водой.

Протечки масла и воздуха из котла с установленными на нем арматурой, приборами и присоединенными трубопроводами при выключенном насосе и закрытых вентилях и гидроклапанах проверяются по снижению давления масла в котле. Снижение давления в котле за 8 *ч* не должно превышать 1,5 *кгс/см²*.

Окончательное заполнение системы регулирования маслом производится с таким расчетом, чтобы все трубопроводы были заполнены, а в котле и сливном баке МНУ масло находилось на нормальном уровне. Заполнение следует производить осторожно, не допуская нахождения в это время кого-либо из работающих на маслоприемнике, рабочем колесе, в спиральной камере и на крышке турбины. Давление масла необходимо поднимать постепенно, перемещая несколько раз поршни сервомоторов в их крайние положения с целью вытеснения воздуха из системы регулирования, так как при быстром заполнении могут образоваться воздушные мешки, которые будут способствовать возникновению толчков и ударов в системе.

Заполнение системы маслом заканчивается, когда давление на манометрах, подключенных к главным золотникам, будет равно давлению в масловоздушном котле МНУ.

8-11. МОНТАЖ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ ГИДРОТУРБИН

Лекажный агрегат устанавливается в шахте турбины ниже сервомоторов направляющего аппарата. Перед установкой агрегата на место необходимо опробовать вручную легкость вращения насоса, проверить работу поплавка, переключающие контакты, осмотреть фильтры, а внутренность бачка тщательно очистить. При установке и закреплении лекажного агрегата необходимо следить за тем, чтобы не была нарушена центровка электродвигателя с насосом. После установ-

ки агрегата к нему присоединяются сливные и напорные маслопроводы.

Дренажные насосы поступают с завода обычно в собранном виде с электродвигателем на общей фундаментной раме и устанавливаются в нише шахты или на крышке турбины. При ревизии и монтаже следует проверить плотность корпуса насоса в стыковых соединениях, а также центровку насоса с электродвигателем проворотом их ротора вручную. Включение насоса в работу и выключение его производятся специальным реле времени, установленным на крышке турбины.

Эжектор, являющийся резервом дренажного насоса, устанавливается в крышке турбины в непосредственной близости к воде, так как он может работать лишь с ограниченной высотой всасывания.

Клапаны срыва вакуума поступают в собранном виде, и поэтому монтаж их заключается в установке клапанов на место, присоединении к подводящему трубопроводу и проверке их действия. На монтажной площадке до установки клапана поршень и цилиндр его заполняются маслом, и воздействием от руки на ролик с помощью рычага проверяются ход клапана и время его закрытия, которые должны соответствовать заводским данным. Проверяется также плотность клапана наливом воды на его тарелку. Протечек воды при этом не должно быть. Окончательная проверка действия клапана срыва вакуума и закрепление клина на регулирующем кольце производятся при работающем направляющем аппарате.

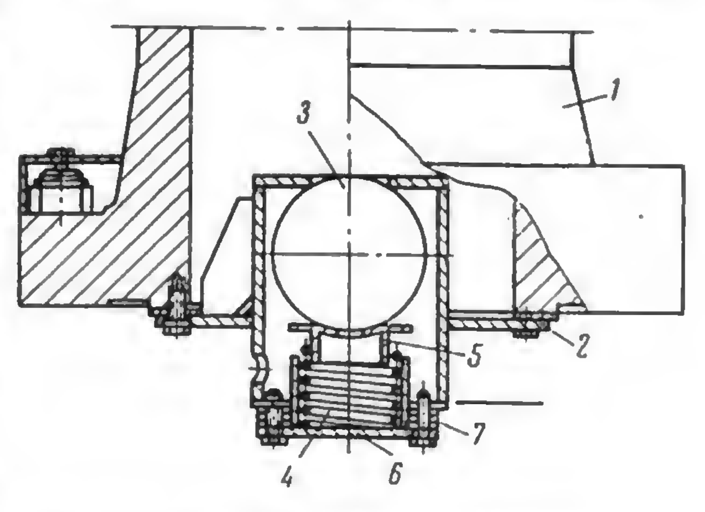


Рис. 8-54. Обратный воздушный клапан.

Для защиты рабочего колеса радиально-осевой турбины, его камеры и отсасывающей трубы от кавитации применяется иногда впуск воздуха под рабочее колесо через осевое отверстие в валу агрегата. Регулирование количества и времени подачи воздуха производится обратным воздушным клапаном (рис. 8-54), который, как правило, устанавливается на нижнем фланце вала турбины *1*. Клапан состоит из корпуса *2*, деревянного шара *3*, пружины *4*, седла клапана *5* и крышки *6*. Нормально шар с резиновой оболочкой прижат к отверстию клапана пружиной и не пропускает воздуха. При достижении заданного вакуума в отсасывающей трубе шар отжимается и пропускает атмосферный воздух в область рабочего колеса. До установки клапана на место необходимо проверить легкость его хода и величину перемещения. Открытие клапана регулируется толщиной прокладок *7*, устанавливаемых под крышку клапана. Головки всех болтов после регулирования и установки клапана привариваются точечной электросваркой.

Центробежный выключатель (реле оборотов) предназначен для подачи электрического импульса на закрытие запирающих устройств турбины при разгоне гидроагрегата. Выключатель настраивается на срабатывание при соответствующей скорости вращения во время заводских испытаний. При монтаже производятся лишь осмотр его и опробование действия контактного устройства. Устанавливается центробежный выключатель обычно сверху генератора маятника регулятора.

Для постоянного визуального наблюдения за работой турбины и ее отдельных узлов применяются различные приборы, располагаемые в шахте турбины и дублируемые на щитах управления: манометры,

вакуумметры, термометры и др. По своему назначению приборы эти могут быть разделены на три группы:

1) приборы, показывающие давление воды в турбине: над рабочим колесом, в спиральной камере, в отсасывающей трубе;

2) приборы, контролирующие работу подшипника турбины: температуру смазывающей или охлаждающей воды, температуру масла, температуру тела вкладыша подшипника, давление воды или масла;

3) приборы, контролирующие работу сальникового уплотнения вала: температуру сальника, давление воды.

8-12. ОСОБЕННОСТИ МОНТАЖА КОВШОВЫХ ГИДРОТУРБИН

Общие методы монтажа активных ковшовых гидротурбин в основном аналогичны методам монтажа реактивных турбин. Однако технология монтажа этих турбин вследствие их конструктивного отличия от реактивных турбин имеет свои особенности.

Технологический процесс монтажа вертикальной ковшовой гидротурбины может осуществляться в следующем порядке:

1) проверка и приемка фундамента агрегата;

2) установка на место закладных деталей и предварительная выверка их;

3) сборка, выверка и бетонирование блока закладных деталей;

4) установка, испытание и центровка сопл и отсекателей;

5) монтаж и центровка рабочего колеса и вала турбины;

6) соединение валов турбины и генератора и центровка гидроагрегата;

7) монтаж крышки турбины и подшипника;

8) монтаж системы регулирования и вспомогательных механизмов.

В качестве примера ниже кратко рассмотрен процесс монтажа шестисопловой вертикальной ковшовой турбины (рис. 8-55) мощностью 54,6 тыс. *квт* с рабочим колесом диаметром 1,86 *м* и скоростью вращения 500 *об/мин* при расчетном напоре 570 *м*.

Турбина состоит из подводящего распределителя *1*, облицовки отводящей камеры *2*, кожуха *3*, шести игольчатых сопл *4*, рабочего колеса *5*, вала *6*, шести отсекателей *7* с сервомоторами *8*, направляющего подшипника *9*, наружная поверхность корпуса которого является крышкой турбины, и шарового затвора *10*. Турбина снабжена электрогидравлическим регулятором *11* и маслонапорной установкой *12*, обслуживающей турбину и шаровой затвор, а также тормозным соплом *13* с запорным клапаном *14* к нему.

Монтаж ковшовой турбины, так же как и реактивных турбин, производится в два этапа. Вначале устанавливаются и бетонируются закладные детали, а затем монтируются рабочие механизмы турбины. К закладным деталям турбины относятся облицовка отводящей камеры с сопрягающим поясом, подводящий распределитель (коллектор), кожух турбины и закладные служебные трубопроводы. Рабочими механизмами турбины являются рабочее колесо с валом, сопла с отсекателями, направляющий подшипник.

Монтаж закладных деталей турбины начинается установкой на место с предварительной сборкой облицовки отводящей камеры, поступающей с завода в виде отдельных элементов. К кожуху облицовка присоединяется после его выверки.

Подводящий распределитель (коллектор), равномерно подводящий воду к соплам, представляет собой единую сварную конструкцию. Фланцы шести отводов распределителя присоединяются к соответствующим фланцам кожуха турбины, а входной фланец соединен с переходным патрубком шарового затвора. В качестве компенсаторов при

сборке между фланцами кожуха и распределителя предусмотрены специальные кольца, подгонка которых производится при контрольной сборке на заводе. Для удобства транспортировки и монтажа распределитель изготовлен из шести отдельных сварных элементов, выполненных в виде тройников и колена, соединенных между собой промежуточными монтажными звеньями, которые подгоняются по месту при общей сборке после установки их на кожухе. Промежуточные звенья привариваются к тройникам одной стороной на заводе, а второй — на монтаже.

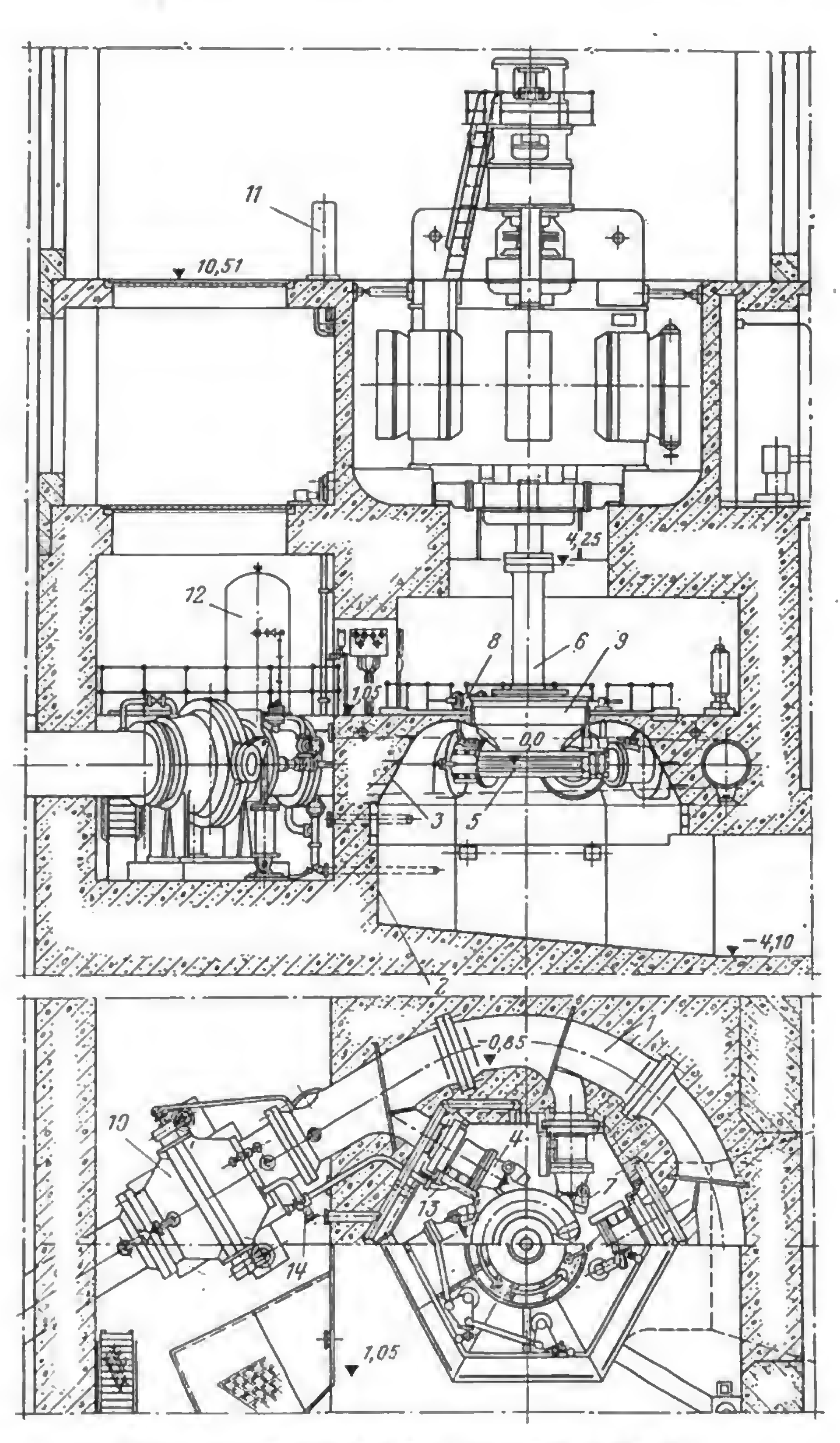


Рис. 8-55. Вертикальный гидроагрегат с ковшовой турбиной.

Кожух турбины сварной шестигранного сечения в плане выполнен по условиям монтажа из четырех секторов, соединяемых между собой болтами. В каждую грань кожуха вварен патрубок с внутренним фланцем, к которому крепятся тройники распределителя. На верхней плоскости кожуха располагаются корпус подшипника турбины, подшипники валов отсекателей с сервомотором управления, золотники управления соплами и приводы обратной связи от сопл к золотникам. К нижнему фланцу кожуха присоединяется облицовка отводящей камеры. По окончании монтажа кожух полностью бетонируется.

В начале монтажа тройники и колено распределителя предварительно раскладываются на деревянном настиле вокруг шахты турбины так, чтобы имелась возможность сборки секторов кожуха турбины.

Сборка секторов кожуха производится на настиле. При этом торцы фланцев секторов тщательно очищаются и покрываются свинцовым сурпком, после чего стыки их затягиваются болтами. Собранный кожух устанавливается на предварительно забетонированные фундаментные балки и с помощью клиньев и отжимных болтов выверяется в плане по оси агрегата, а по высоте — по отметке оси рабочего колеса. Осевое положение кожуха проверяется по его расточке под корпус подшипника с точностью до $\pm 1{,}0$ *мм*. По окончании выверки кожух временно крепится к фундаменту. К нижнему фланцу кожуха пригоняются и привариваются стенки облицовки отводящей камеры.

При монтаже подводящего распределителя к первому фланцу сектора кожуха присоединяется с компенсаторным кольцом первый патрубок распределителя. Установленный патрубок с помощью парных клиньев и отжимных болтов прицентровывается к фланцу соответствующего сектора кожуха, после чего предварительно затягиваются болты фланцев и фундаментные болты патрубка. Затем посредством приспособления, установленного внутри кожуха, и штанги, закрепленной на фланце первого патрубка распределителя, производится выверка распределителя с целью правильного расположения первого сопла. При этом ось должна быть касательной к окружности номинального диаметра рабочего колеса по горизонтали и находиться в плоскости оси рабочего колеса по вертикали с точностью $\pm 1{,}5$ *мм*. Таким же способом устанавливаются и выверяются оси всех остальных сопл. Положения осей сопл относительно рабочего колеса заносятся в формуляр, после чего производится сварка стыков элементов распределителя.

По окончании выверки и сварки стыков распределителя производится проверка правильности положения установленного блока (кожуха и распределителя) относительно оси агрегата и по высотной отметке. При несоответствии положения сопл записанному в формуляр необходимо ослабить фундаментные болты кожуха и распределителя и установить блок в начальное положение и затем окончательно закрепить его к фундаменту. Законченный монтажом блок закладных деталей турбины в составе облицовки отводящей камеры, кожуха турбины, подводящего распределителя и закладных служебных трубопроводов сдается под бетонирование.

Монтаж рабочих механизмов турбины начинается установкой на место и закреплением сопл, подтягивание которых к фланцам патрубков производится с помощью лебедки. Выверка правильности положения сопл относительно рабочего колеса выполняется ранее установленным приспособлением с точностью, указанной выше. Окончательная подгонка сопл при выверке может производиться пришабровкой или проточкой торца фланцев корпусов сопл.

После монтажа сопл производится гидравлическое испытание собранного и сваренного распределителя и сопл. Для испытания распределитель заполняется водой при закрытом шаровом затворе и плотном закрытии сопл. Затем гидропрессом давление поднимается до величи-

ны, заданной проектом, и выдерживается в течение 10 *мин.* Протечки во фланцевых соединениях, в швах и через сопла не допускаются.

При монтаже отсекателей должен быть обеспечен плавный поворот их валов во втулках насадки сопла, что проверяется поворотом вала вручную за рычаг. После монтажа отсекателей, золотников управления соплами и сервомотора отсекателей, проверяется поворот системы передачи от сервомотора к отсекателям давлением масла в сервомоторе, величина которого при этом не должна превышать 2 *кгс/см²*.

Для укрупнительной сборки ротора турбины рабочее колесо устанавливается на монтажной площадке в горизонтальном положении на деревянных выкладках высотой 900—1 000 *мм,* и затем к нему присоединяется вал. На вал одевается корпус подшипника и закрепляется устройство для подвешивания ротора при монтаже. Затем ротор турбины опускается в кожух и устанавливается фланцем корпуса подшипника на верхний фланец кожуха. При этом ось рабочего колеса должна быть на 30 *мм* ниже проектной отметки (из условий установки ротора генератора).

Выверка рабочего колеса относительно оси агрегата производится по зазору между проточкой верхнего фланца кожуха турбины и корпусом подшипника с допускаемой неконцентричностью не более 0,2 *мм.* Вертикальность вала проверяется уровнем с ценой деления 0,02 *мм,* устанавливаемым на фланце вала, и достигается клиньями, закладываемыми между монтажным кольцом и верхней плоскостью корпуса подшипника.

После установки ротора генератора его вал прицентровывается к валу турбины, и затем производится соединение валов турбины и генератора. При последующей центровке агрегата рабочее колесо устанавливается на оси агрегата на равном расстоянии от сопл и так, чтобы ножи ковшей располагались в одной горизонтальной плоскости со средней линией игл сопл с точностью ±1,5 *мм.* По окончании центровки агрегата крышка турбины выверяется по валу, закрепляется на кожухе и фиксируется контрольными штифтами. Затем на место устанавливается вкладыш подшипника турбины и проверяется кинематика механизма поворота отклонителей. Результаты центровки агрегата, высотное положение рабочего колеса, а также величины зазоров в подшипнике и в лабиринтных уплотнениях заносятся в монтажный формуляр.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ТЕХНОЛОГИЯ МОНТАЖА ВЕРТИКАЛЬНЫХ ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

9-1. ОРГАНИЗАЦИЯ СБОРКИ И МОНТАЖА ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

Вертикальные гидрогенераторы небольшой и средней мощности обычно поступают на монтаж отдельными собранными транспортабельными узлами: ротор, статор, верхняя и нижняя крестовины и др. Монтаж таких генераторов заключается в установке отдельных узлов в проектное положение, соединении их между собой и проверке собранного генератора.

Монтаж крупных вертикальных гидрогенераторов, поступающих на гидроэлектростанцию отдельными элементами, значительно сложнее. Кроме основных монтажных операций по сборке, установке, выверке и креплению деталей и узлов, при монтаже в этих случаях приходится выполнять дополнительно ряд заводских операций по контрольной сборке узлов и слесарной подгонке деталей вследствие того, что полная

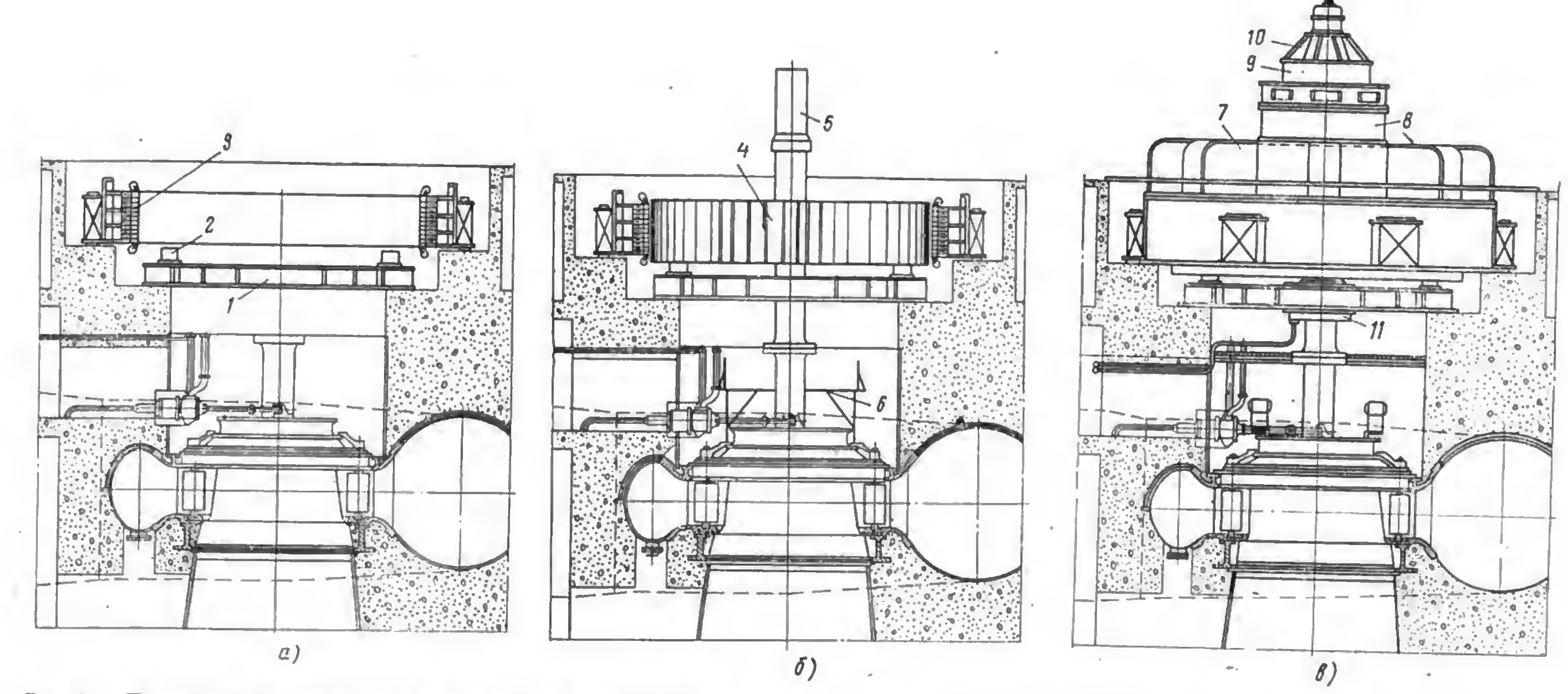


Рис. 9-1. Последовательность монтажа генератора подвесного типа.

а — монтаж нижней крестовины и статора генератора; *б* — установка ротора генератора; *в* — окончание монтажа генератора.

сборка крупных генераторов и пуск их в работу впервые производятся на месте установки. К таким операциям относятся контрольно-укрупнительная сборка ротора, укрупнительная сборка статора, нижней и верхней крестовин, подгонка кожухов и перекрытий и др.

Для обеспечения производства монтажа гидроагрегатов в минимально возможные сроки монтажные операции по генератору вначале следует развертывать в двух направлениях:

1) производство работ на монтажной и сборочных площадках по укрупнительной сборке ротора и статора и подготовке их к опусканию в шахту, сборке нижней и верхней крестовин и других узлов;

2) выполнение работ в шахте агрегата по установке нижней крестовины и статора.

В дальнейшем эти направления объединяются, и после установки ротора на место все работы сосредоточиваются в основном в шахте агрегата.

Основными техническими требованиями, выполнение которых опре-

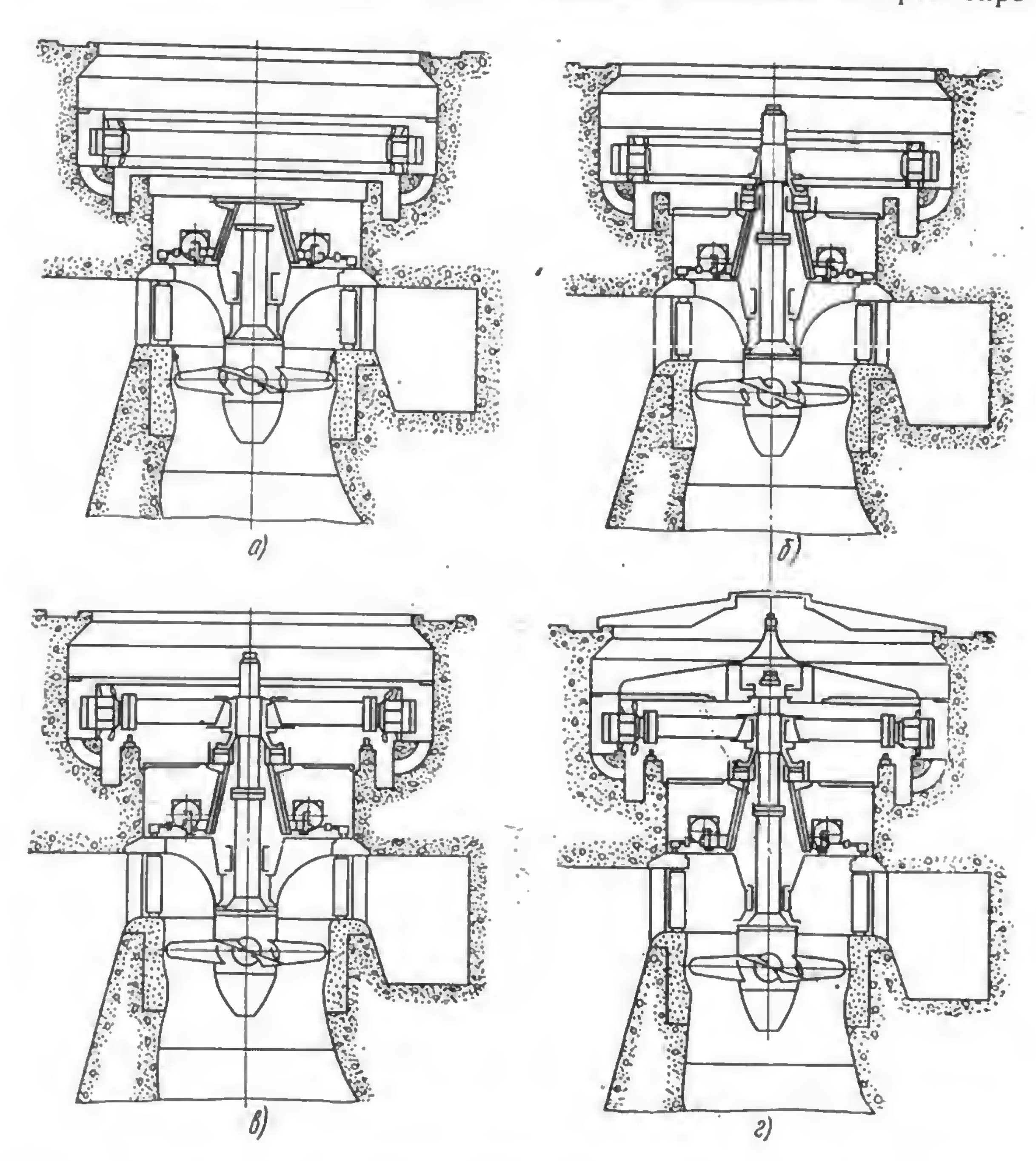


Рис. 9-2. Последовательность монтажа генератора зонтичного типа.
а — монтаж опоры подпятника и статора генератора; б — монтаж вала генератора и подпятника; в — установка ротора генератора; г — окончание монтажа деталей и узлов генератора.

деляет и обеспечивает высокое качество работ по монтажу вертикальных генераторов, являются:

тщательная выверка деталей при сборке и установке в проектное положение и надежное закрепление их;

равномерное весовое распределение элементов ротора при сборке с целью устранения дебаланса ротора агрегата;

точность положения оси ротора генератора и совмещение ее с осью ротора турбины;

правильное положение ротора генератора в опорах, обеспечивающее нормальное температурное состояние подшипников и подпятника;

обеспечение допустимых величин вибрации опор и деталей в работающем генераторе.

Проверка правильности установки деталей и узлов генератора при монтаже производится по фактическому положению смонтированной гидротурбины (базы). При этом положение гидрогенератора относительно вертикальной оси агрегата определяется осью выверенного вала турбины, а высотное положение — отметкой верхней плоскости фланца этого вала.

Возможная технологическая последовательность монтажа вертикального гидрогенератора подвесного типа с радиально-осевой турбиной схематично приведена на рис. 9-1. Монтаж генератора начинается с установки нижней крестовины *1* (рис. 9-1,*а*) с системой торможения *2*, а также статора генератора *3*. Затем на место устанавливается предварительно собранный ротор *4* с валом *5* (рис. 9-1,*б*) и монтируются подмости *6* для соединения валов генератора и турбины. В дальнейшем монтируются (рис. 9-1,*в*) верхняя крестовина *7*, подпятник *8*, возбудитель *9*, подвозбудитель *10*, нижний направляющий подшипник *11* и остальные детали и узлы генератора.

На рис. 9-2 показана последовательность монтажа гидрогенератора зонтичного типа с поворотнолопастной турбиной. Первой монтажной операцией по генератору является установка его статора (рис. 9-2,*а*), выполняемая по окончании монтажа основных узлов турбины. На рис. 9-2,*б* видно, что уже собран подпятник, установлен и прицентрован к ротору турбины вал генератора со втулкой, а также что вал генератора соединен с валом турбины. На рис. 9-2,*в* показано, что статор отцентрован по валу генератора и ротор уже установлен на место. В дальнейшем (рис. 9-2,*г*) устанавливаются верхняя крестовина, подшипник генератора, маслоприемник турбины и производится окончание монтажа всех остальных деталей и узлов генератора.

9-2. ЗАКЛАДНЫЕ ЧАСТИ ГЕНЕРАТОРА

Закладными частями вертикальных гидрогенераторов являются бетонируемые опоры статора, нижней крестовины или тормозных домкратов, а также распорные устройства верхней крестовины. Опоры статора выполняются в виде фундаментных плит, устанавливаемых и выверяемых на монтажных парных клиньях с металлическими подкладками и закрепляемых в бетоне фундаментными болтами.

Монтажные клинья изготовляются длиной на 100—150 *мм* более ширины фундаментной плиты. Они должны быть обработаны и иметь уклон не более 1 : 50 для обеспечения самоторможения клина. Металлические подкладки, устанавливаемые под клинья на бетон, могут быть не обработаны, но поверхность их должна быть ровной. Ширина подкладок принимается обычно равной ширине клиньев, а длина — ширине плиты. Площадь подкладок, устанавливаемых на бетон, должна обеспечивать передачу давления на бетон не более 20—25 *кгс/см*^{2}.

При приемке места установки закладных частей генератора должны быть проверены высотная отметка и состояние поверхности бетона под фундаментные плиты, размеры, расположение и состояние штраб для фундаментных болтов, наличие и размеры ниш для установки выверочных домкратов под статор генератора. Особое внимание следует уделять размерам и правильности расположения штраб фундаментных болтов, так как после установки на место статора или нижней крестовины исправить положение штраб нельзя, изгибать же фундаментные плиты недопустимо. Установочная отметка бетона под плитами должна быть несколько ниже проектной с тем, чтобы при выверке монтируемых деталей имелась возможность опускать их.

Основным способом установки фундаментных плит следует считать монтаж их совместно с деталями, опирающимися на плиты. Для этого при укрупнительной сборке статора и нижней крестовины на монтажной площадке к ним присоединяются постоянными шпильками фундаментные плиты без постановки контрольных штифтов. На месте же установки плит ставятся и выверяются по высоте и в плане монтажные клинья с подкладками. Поверхность бетона в местах постановки подкладок должна быть горизонтальной и зачищенной с тем, чтобы подкладки опирались на бетон всей плоскостью. После опускания и установки монтируемых деталей на место в отверстия плит заводятся фундаментные болты. При этом болты необходимо устанавливать в центре отверстия плиты, что в последующем после бетонирования болтов даст возможность перемещения плиты при выверках в пределах зазора между болтом и отверстием в плите.

Однако фундаментные плиты могут устанавливаться и заранее до опускания на место опирающихся на них деталей. В этом случае плиты должны быть выставлены как можно точнее по отметке, а также выверены по расположению в плане и относительно оси агрегата. Фундаментные плиты при этом не должны бетонироваться.

Базой для выверки фундаментных плит обычно является верхняя плоскость фланца установленного вала турбины с учетом величины занижения рабочего колеса при его установке. Но в случае необходимости монтаж статора генератора и фундаментных плит может осуществляться и до установки на место рабочего колеса с валом. При такой установке деталей генератора базой для выверки может служить плоскость верхнего фланца статора турбины. В обоих случаях при определении необходимой отметки фундаментных плит принимаются не проектные отметки или размеры деталей агрегата, а фактические, замеренные в натуре. Такая необходимость объясняется возможностью довольно значительных отклонений в размерах деталей при их изготовлении.

Схема установки закладных частей вертикальных генераторов и определение необходимых отметок фундаментных плит показаны на рис. 9-3. Отметка верха фундаментных плит статора для зонтичных генераторов с поворотнолопастной турбиной и подвесных генераторов с радиально-осевой турбиной с учетом расчетного прогиба верхней крестовины или крышки турбины будет равна:

а) при выверке по фланцу вала турбины

$$\blacktriangledown 1 = a + в - б - к;$$

б) при выверке по фланцу статора турбины

$$\blacktriangledown 1 = a + в + г - б - д - к,$$

где в обоих случаях приняты фактически измеренные следующие величины:

а — расстояние от средней линии ротора до поверхности фланца вала генератора;

б — размер от средней линии статора до его нижней опорной поверхности;

в — величина подъема рабочего колеса;

г — фактические размеры всех сопрягаемых деталей: в радиально-осевых турбинах — от опоры рабочего колеса на фланце фундаментного кольца до поверхности верхнего фланца вала турбины, а в поворотнолопастных турбинах — от оси рабочего колеса до поверхности верхнего фланца вала турбины;

д — фактические размеры сопрягаемых деталей: в радиально-осевых турбинах — от верхнего фланца статора турбины до опоры рабочего колеса на фланце фундаментного кольца, а в поворотнолопастных турбинах — от верхнего фланца статора турбины до оси рабочего колеса;

к — расчетная величина прогиба верхней крестовины или крышки турбины.

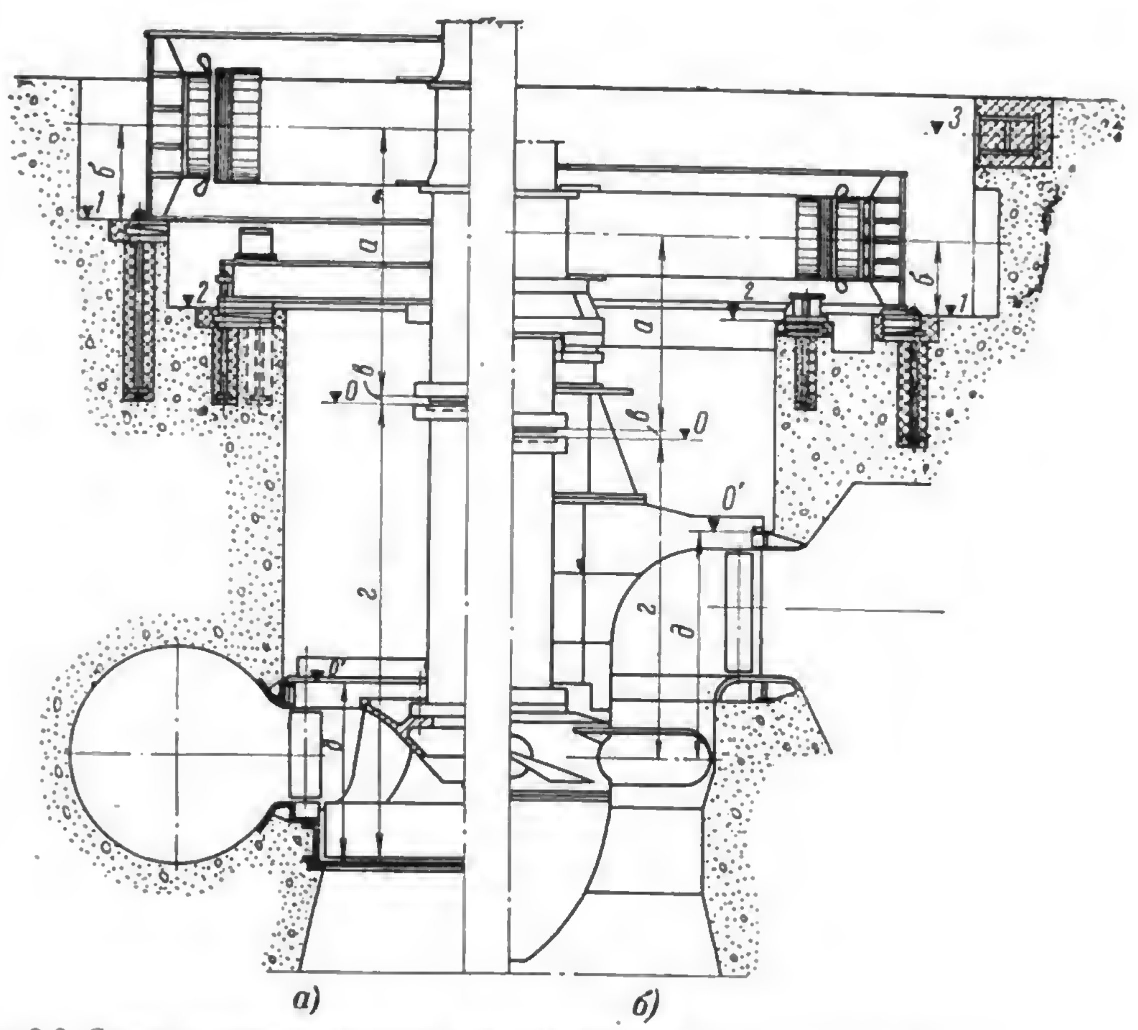


Рис. 9-3. Схема установки закладных частей вертикальных гидрогенераторов.
а — подвесной генератор с нижней крестовиной; *б* — зонтичный генератор без нижней крестовины.

Аналогично определяются отметки фундаментных плит статоров подвесных генераторов без нижних крестовин и зонтичных генераторов с нижними крестовинами, а также плит тормозных опор и закладных конструкций распоров верхней крестовины.

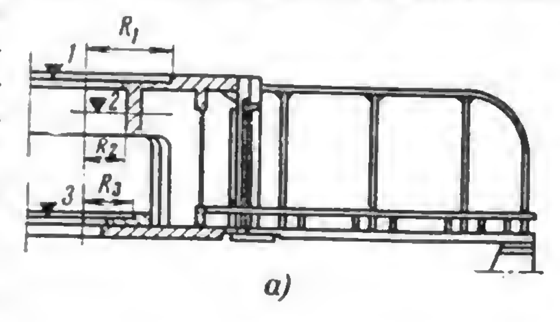
Бетонирование фундаментных болтов статора, нижней крестовины и тормозных опор производится после выверки устанавливаемых узлов, так как при выверках необходимо перемещать их вместе с плитами и фундаментными болтами. По затвердении бетона и до передачи на эти детали веса ротора агрегата фундаментные болты должны быть туго

затянуты. Бетонирование фундаментных плит производится после окончательной выверки опирающихся на них узлов и центровки агрегата. Пуск гидроагрегата, в том числе и пробный, до полного затвердения бетона не допускается. Бетонирование фундаментных плит и колодцев фундаментных болтов должно производиться при температуре не ниже +5° С высококачественным бетоном, дающим минимальную усадку, с предварительной тщательной очисткой, промывкой и насечкой бетонируемых поверхностей.

9-3. МОНТАЖ ОПОРНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Нижняя крестовина подвесного генератора полностью собирается вместе с тормозной системой на монтажной площадке. При сборке вначале на выкладках устанавливают фундаментные плиты, на которые опускают мост крестовины. К мосту затем присоединяют отъемные лапы так, чтобы опорные поверхности для тормозов были горизонтальны и находились в одной плоскости. Плоскостное расположение лап проверяется нивелиром, а горизонтальность — уровнем. После выверки затягивают соединительные болты, ставят контрольные шпильки и все гайки прихватывают электросваркой. К крестовине крепят также фундаментные плиты, устанавливаемые по центру отверстий соединительных болтов.

Тормозные домкраты перед установкой разбирают, осматривают, проверяют рабочие детали их и просаливают уплотняющие манжеты. Затем тормоза собирают, и производится гидравлическое испытание их. При установке тормозов на лапы крестовины необходимо соблюдать их маркировку. Расположение верхних поверхностей тормозных домкратов в одной горизонтальной плоскости проверяется после выверки нижней крестовины перед установкой ротора. Трубопроводы тормозной системы, расположенные на самой крестовине, устанавливают при ее сборке. Присоединение трубопроводов к сети и гидравлическое испытание всей системы торможения производятся после установки нижней крестовины на место.



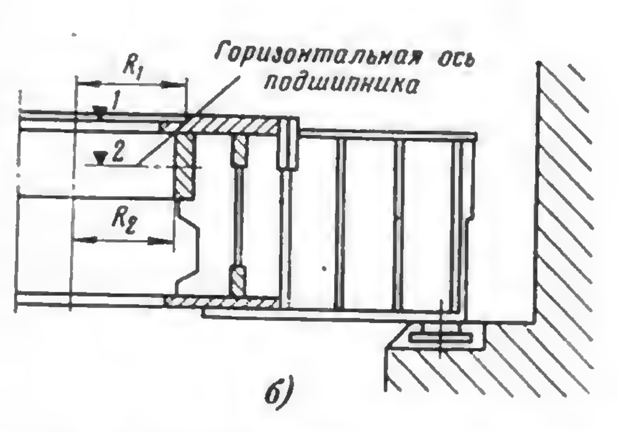


Рис. 9-4. Схема установки и проверки верхней и нижней крестовин генератора.
а — верхняя крестовина; *б* — нижняя крестовина.

Установка крестовины в шахту агрегата производится после опускания на место рабочего колеса и основных габаритных деталей турбины. Раньше крестовину ставить нельзя, так как она перекрывает собой кратер агрегата, вследствие чего исключается возможность опускания деталей турбины. После установки нижней крестовины на место фундаментные блоки заводят в фундаментные плиты и закрепляют с помощью центрирующих колец по центру отверстия в плите. Установленная крестовина предварительно проверяется по высоте относительно фланца вала турбины и соосности с валом агрегата (рис. 9-4,*б*).

Нижняя крестовина зонтичного генератора собирается в укрупненный блок с тормозной системой и подпятником, также на монтажной

площадке. Для этого центральную часть крестовины устанавливают на выкладках, и затем к ней присоединяют лапы, между которыми закрепляют промежуточные балки. Фундаментные плиты присоединяют к лапам крестовины. На опорной части крестовины собирают масляную ванну и подпятник, состоящий из основания, опорных болтов и сегментов. Установленная на место крестовина выверяется относительно фланца турбинного вала по осям агрегата и отметке.

Тормозные домкраты вне зависимости от того, устанавливаются ли они на нижней крестовине или на бетонных опорах, окончательно выверяют после центровки вала генератора. При этом трущиеся поверхности тормозных колодок по заводским требованиям должны быть установлены в одной горизонтальной плоскости с точностью до $\pm 0{,}5$ *мм*. Отклонение от проектного значения расстояния от плоскости трения тормозных колодок до наиболее низкой части тормозного диска не должно превышать 5 *мм*.

Таблица 9-1

Порядок проверок и величины допусков на монтаж крестовин генераторов

Проверяемое положение крестовины	Место замера	Допускаемые величины отклонения, *мм*
Высотное положение относительно фланца вала турбины:		
опорно-направляющей крестовины	Плоскость для установки основания подпятника	2,0
направляющей крестовины	Горизонтальная ось установочных болтов вкладыша подшипника или плоскость для установки системы возбуждения	3,0
Соосность валу турбины	От оси вала до расточки под основание подпятника боковой поверхности гнезда вкладыша подшипника или до расточки под корпус магнитной системы	1,5
Горизонтальность	Плоскость для установки подпятника или верхняя обработанная плоскость центральной части крестовины	0,2 *мм* на 1 *м* диаметра проточки

Верхняя крестовина. При сборке на монтажной площадке верхней крестовины подвесного генератора центральная часть ее (втулка) устанавливается на деревянных выкладках или металлических опорах так, чтобы под лапы крестовины можно было поставить домкраты. К втулке поочередно ставят лапы, расположенные диаметрально противоположно, выверяют домкратами по уровню, фиксируют шпонками и крепят временными болтами, которые после проверки сборки крестовины заменяют постоянными шпильками. Затягивание гаек шпилек должно быть равномерным и прочным. По окончании затягивания гайки прихватывают электросваркой и на место устанавливают контрольные штифты. Масляные ванны подпятника и верхнего направляющего подшипника целесообразно устанавливать на место при сборке верхней крестовины на монтажной площадке. Предварительно очищенную от грязи и ржавчины масляную ванну выверяют, закрепляют болтами и штифтуют. Затем в ванне устанавливают выгородку подпятника или подшипника с постановкой уплотняющей прокладки. Собирают также маслоохладители и испытывают гидравлическим давлением 3,5—4 *кгс/см*^{2} в течение 1 *ч*.

Верхняя крестовина ставится на статор после опускания на место ротора генератора. Предварительно между лапами крестовины и верхним фланцем статора закладывают подкладки из тонкой листовой стали, с помощью которых крестовину выверяют по высотной отметке и

горизонтальности. Проверяют также соосность крестовины и вала агрегата (рис. 9-4,*а*). **Порядок выполнения проверок и монтажные допуски** на установку крестовин приведены в табл. 9-1. После выверки лапы верхней крестовины крепят болтами к опорному фланцу статора и штифтуют.

Распорные домкраты, расположенные у верхней крестовины, монтируют и напрягают после установки на место крестовины в процессе выверки ее. В связи с неравномерностью вдавливания домкратов в бетон при линейном тепловом расширении лап крестовины в работающем агрегате могут произойти нарушения центровки и резкое повышение вибрации крестовины. Поэтому рекомендуется окончательный распор домкратов производить после пуска агрегата, когда температура крестовины и статора будет близка к рабочей. При этом необходимо к каждой лапе крестовины установить индикатор и тщательно следить, чтобы не происходило смещение крестовины.

Верхняя крестовина зонтичного генератора с направляющим подшипником и без него укрупняется на монтажной площадке и устанавливается на место аналогично верхней крестовине подвесного генератора.

9-4. СБОРКА И УСТАНОВКА СТАТОРА

К началу монтажа статора генератора все его секции необходимо подать на монтажную площадку, распаковать и зачистить их установочные и сопрягаемые плоскости. Если все секции уложить горизонтально на монтажной площадке не представляется возможным, то следует располагать их вертикально, устанавливая секции надежно на металлические подкладки или фундаментные плиты с обязательной проверкой уровнем их вертикальности.

Сборка статора может производиться как на месте установки в проектном положении, так и на монтажной площадке с последующей установкой на место в собранном виде. Поэлементная сборка на месте установки является наиболее надежным, простым и экономичным способом монтажа статора, но цикл монтажных работ в кратере агрегата в этом случае увеличивается. В связи с этим поэлементная установка статора может быть рекомендована для монтажа оборудования малоагрегатных гидроэлектростанций, а также для всех случаев, когда длительность работ в кратере агрегата не влияет на сроки сооружения станции. Укрупнительная сборка статора на монтажной площадке с выполнением всех электрообмоточных работ и установка его в собранном виде значительно уменьшают цикл монтажа генератора. Однако этот способ требует достаточных монтажных площадей, а при сборке крупных статоров — и наличия специального захватного устройства для транспортировки статора в собранном виде.

Технология сборки статора при обоих способах монтажа практически одинакова, и поэтому ниже будет рассмотрена поэлементная сборка статора на месте установки. До опускания сегментов статора в кратер агрегата на опорной поверхности их закрепляются фундаментные плиты, а на месте установки выставляются на проектную отметку парные клинья с подкладками. Кроме того, под каждый сегмент необходимо поставить по два домкрата, механических или гидравлических, которые потребуются для выверки высотного положения сегмента. Подготовленный на монтажной площадке в соответствии с маркировкой первый сегмент кантуют в вертикальное положение, захватывают стропом или специальным захватным устройством и устанавливают на клинья и домкраты. Если фундаментные болты имеют анкерные плитки, то установленный сегмент закрепляется на месте фундаментными болтами,

в противном случае он надежно крепится к бетону растяжками или другим способом, после чего выверяется с помощью домкратов или крана горизонтальность установленного сегмента и его соосность с агрегатом. При этом первый сегмент должен быть выверен особенно точно, так как он является в дальнейшем базой для выверки остальных сегментов. Все последующие сегменты устанавливают таким же способом согласно маркировке и соединяют между собой болтами с предварительным неплотным затягиванием их.

По окончании установки и предварительного соединения всех сегментов проверяют зазоры между спинками активной стали в стыках сегментов не менее чем в трех-четырех точках по высоте стыка. В зависимости от равномерности и величины зазоров, а также от конструкции статора в стыки по всей высоте сопрягаемых плоскостей активной стали закладывают прокладки из электротехнического картона. Толщина прокладки должна обеспечить равномерность стыкового паза обмотки статора.

После установки прокладок стыки всех сегментов плотно затягивают шпильками по внутреннему ряду их, а затем и по наружному. При этом шпильки могут затягиваться в холодном или горячем состоянии, но так, чтобы соединение было плотным, без зазоров. Зазоры допускаются только местные на участках не более 200—250 *мм* общей протяженностью не более 50% высоты стыка. При наличии местных зазоров более допустимых необходимо на таких участках закладывать прокладки из листовой стали соответствующей толщины. По окончании затягивания тайки привариваются одной гранью к стыковому брусу или плите и устанавливаются стыковые фиксирующие штифты.

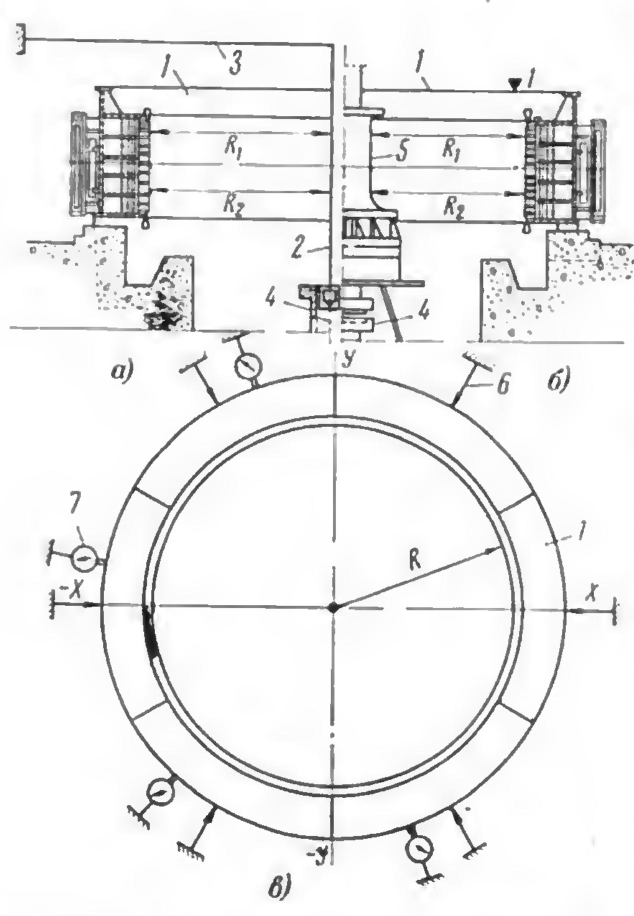


Рис. 9-5. Схема выверки статора генератора.

а — выверка по осевой струне; *б* — выверка по валу генератора; *в* — схема перемещений статора и устранения эллиптичности; *1* — статор; *2* — осевая струна с отвесом; *3* — горизонтальные струны; *4* — вал турбины; *5* — вал генератора; *6* — домкраты; *7* — индикаторы.

Выверка статора. Выверка установленного статора по высоте и центровка его могут производиться до или после опускания на место ротора генератора. Качество выверки в обоих случаях может быть одинаковым, но выверка статора с установленным ротором усложняет работы и увеличивает время выполнения их. Поэтому удобнее и целесообразнее все выверки статора производить до установки ротора.

Высотная выверка статора заключается в придании ему правильного положения по высоте и горизонтальности и осуществляется с помощью домкратов, установленных заранее под нижний фланец статора. Выверенный статор фиксируется подбивкой парных клиньев или соответствующим изменением толщины подкладок.

Необходимая высотная отметка статора устанавливается по положению фланца вала турбины согласно фактическим размерам соответствующих деталей и узлов турбины

и генератора. Окончательное высотное положение смонтированного статора проверяется при центровке агрегата. Замеры положения статора при высотной выверке производятся нивелированием его верхнего фланца.

Горизонтальность статора определяется положением его расточки (по активной стали), которая должна быть параллельна оси вала генератора с отклонением не более 0,3 *мм* на 1 *м* высоты активной стали.

Центровка статора заключается в проверке эксцентричности его положения относительно оси агрегата и эллиптичности статора по активной стали (рис. 9-5). Проверка этого положения производится

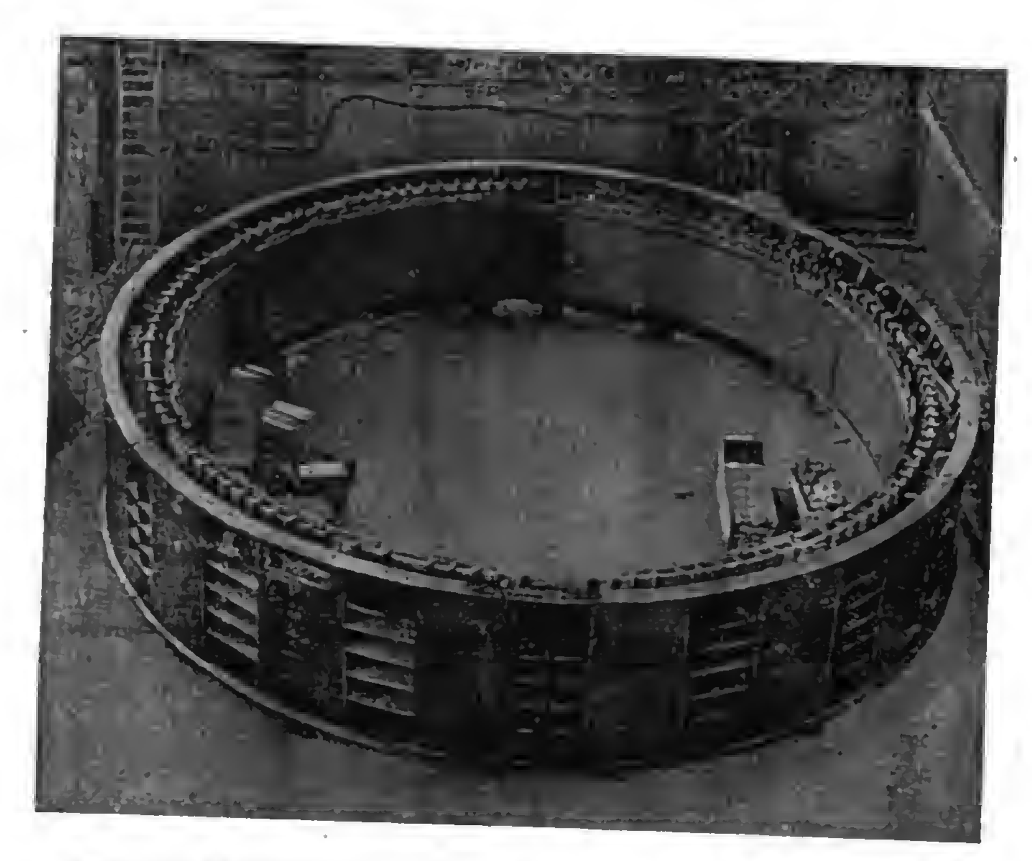


Рис. 9-6. Укрупнительная сборка статора на монтажной площадке.

замерами расстояния от расточки статора до осевой струны, подвешенной соосно с валом турбины (рис. 9-5,*а*), либо до вала генератора (в генераторах зонтичного типа), прицентрованного к валу генератора (рис. 9-5,*б*). Центровку статора можно производить также с помощью специальной жесткой подставки с поворотной стрелой или без нее, установленной на фланце вала турбины, струной, подвешенной на треноге, расположенной также на фланце вала, и другими способами. Во всех случаях замеры удобно выполнять полой штангой с микрометрической головкой. Отклонения положения статора относительно оси агрегата и эллиптичность формы определяются требованиями величины равномерности и воздушного зазора генератора.

Изменение положения статора и устранение его эллиптичности производятся с помощью домкратов, устанавливаемых горизонтально по нижнему фланцу статора и упирающихся в бетон. Если есть возможность, то домкраты целесообразно установить также и по верхнему фланцу статора. Перед началом перемещения статора или изменения его формы все домкраты должны быть туго зажаты (рис. 9-5,*в*). Затем с той стороны, куда необходимо переместить статор, или по меньшей оси эллипса домкраты ослабляются на величину необходимого переме-

щения, вследствие чего статор от удара кувалдой по нижнему фланцу должен плавно передвинуться в нужном направлении. Такой способ центровки статора, основанный на упругости его конструкции, дает возможность перемещать статор и изменять его форму на незначительные величины плавно и без рывков, чего нельзя достигнуть нажимом домкратами. Величина перемещений и изменения формы статора замеряются индикаторами.

После окончания центровки статор закрепляется на месте фундаментными болтами, если они имеют анкерные плиты. В случаях отсутствия анкерных плит фундаментные болты бетонируются без подливки фундаментных плит статора и после затвердения бетона туго затягиваются. Штифтовка статора на фундаментных плитах, а также бетонирование фундаментных плит производятся лишь после окончания выверки линии вала агрегата и проверки воздушного зазора генератора.

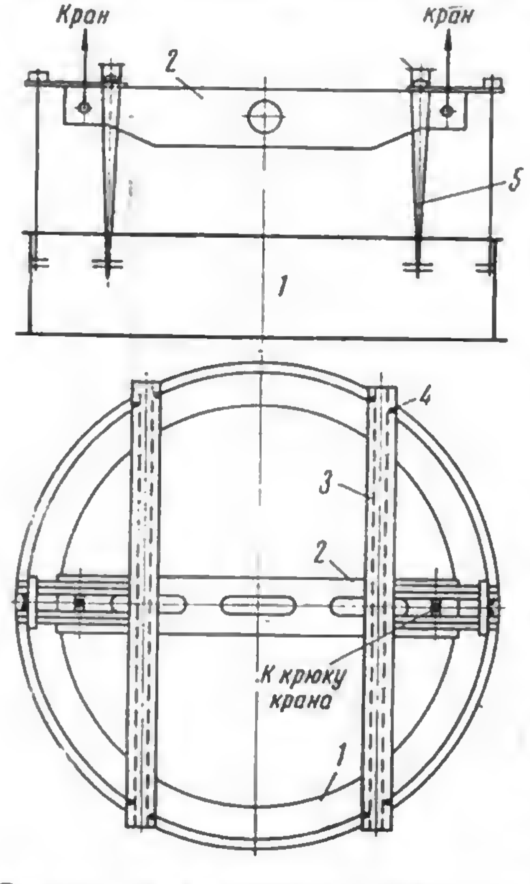


Рис. 9-7. Схема подъема собранного статора.

1 — статор; *2* — траверса; *3* — балка; *4* — место строповки; *5* — стропа.

Блочный монтаж статора. Технология укрупнительной сборки статора на монтажной площадке (рис. 9-6), включая электрообмоточные работы, аналогична технологии сборки статора в кратере агрегата. Выполняется сборка на деревянных или металлических выкладках, на которые заранее укладываются фундаментные плиты. Горизонтальность сегментов при сборке проверяется уровнем по верхнему фланцу. Вся сборка статора заканчивается полностью с окончательным затягиванием стыковых соединений и укладкой обмоток в стыках элементов статора. Выверка эллиптичности статора при этом производится на месте установки.

Подъем и транспортировка собранного статора к месту установки осуществляются двумя кранами с помощью специального подъемного устройства, состоящего из траверсы для переноски ротора с дополнительно установленными поперечными балками (рис. 9-7). Строповка статора к подъемному устройству производится тросами, закрепляемыми за соединительные брусья сегментов. При строповке необходимо обращать особое внимание на то, чтобы длина стропов обеспечивала подъем статора равномерно за все точки строповки и горизонтальность поднятого статора. Эта операция является наиболее ответственной и должна выполняться под непосредственным наблюдением руководителя монтажа. Транспортировка собранного статора мощного генератора показана на рис. 9-8.

Во время опускания статора на место необходимо следить за его горизонтальностью и одновременностью установки на все точки опоры во избежание деформации корпуса из-за перекоса при установке. Поставленный на фундамент статор в дальнейшем выверяется и закрепляется способами, описанными выше.

Обмоточные работы и сушка статора. В связи с тем, что статоры средних и крупных гидрогенераторов изготовляются разъемными, обмотка статора не может быть уложена в стыках сегментов на заводе-

изготовителе, и работа эта вынужденно выполняется при монтаже. Обмоточные работы являются специфичным видом ответственных электромеханических работ и должны выполняться в каждом отдельном случае по специальной технологии и электрическим схемам непосредственно заводским персоналом или под руководством и наблюдением технического персонала завода-изготовителя. Поэтому ниже приводятся только общие положения по обмоточным работам и электрическим испытаниям генератора, которые необходимо знать руководящему монтажному персоналу, выполняющему работы по монтажу механической части генератора и являющемуся ответственным за монтажные работы по всему блоку гидроагрегата и за ввод агрегата в работу.

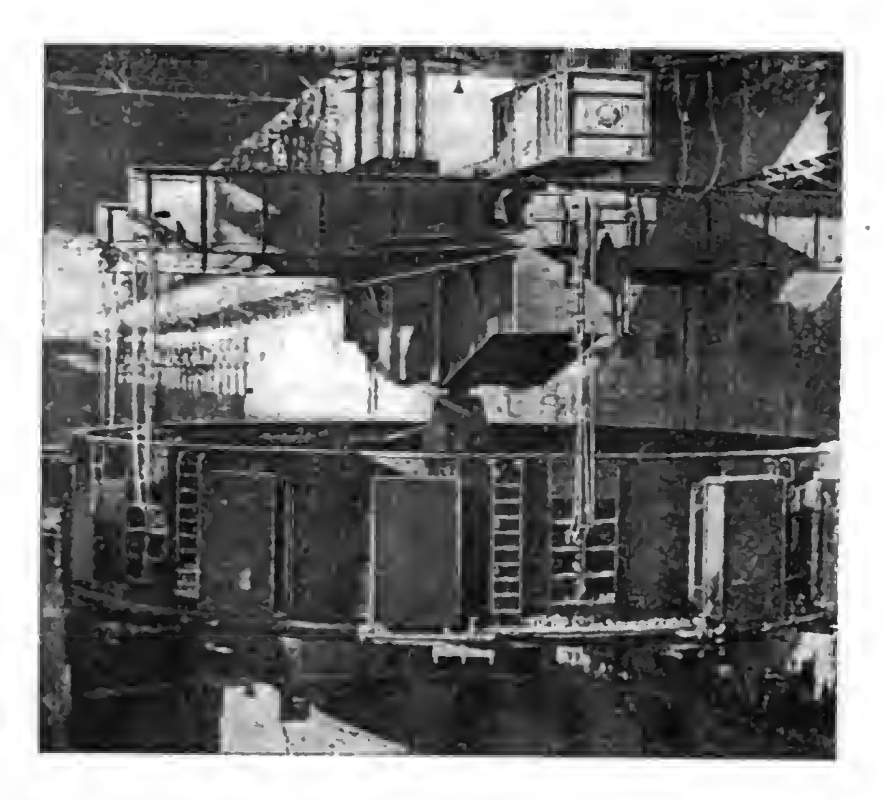


Рис. 9-8. Транспортировка статора генератора в собранном виде.

Обмоточные работы производятся по окончании соединения сегментов и выверки установки статора в случае сборки его в кратере агрегата. При укрупнительной сборке статора на монтажной площадке обмоточные работы целесообразно выполнять там же, что значительно уменьшит время производства монтажных работ непосредственно на месте установки агрегата.

Перед укладкой стержней обмотки пазы активной стали следует тщательно очистить от грязи и пыли, проверить отсутствие заусенцев и в случае необходимости запилить их. Укладка в пазы катушек и стержней с компаундированной изоляцией, а также поднятие, выем и рихтовка их должны производиться с обязательным нагревом. Нагрев укладываемых стержней производится в специальном термостате до температуры 90—100° С, замеряемой на поверхности изоляции.

В пазы статора закладываются вначале все нижние стержни, а затем верхние. После укладки стержней и до соединения их с остальной обмоткой изоляция стержней от корпуса проверяется на электрическую прочность.

Пайку соединений уложенной обмотки производят оловянистым или серебряным припоем с бескислотным флюсом. Пустоты в местах спаек не допускаются. Изоляция соединений обмотки должна быть плотной.

без ощутимых пустот и не деформироваться при сжатии от руки. Лобовые части обмотки не должны выступать за пределы внутреннего контура активной стали статора. Отклонения лобовых частей обмотки по высоте и зазоры в просветах между головками обмотки должны соответствовать размерам остальной части обмотки, выполненной на заводе.

Изолированные во время сборки статора участки лобовых частей обмотки шин, перемычек и бандажных колец статора в соответствии с технологией завода покрываются несколькими слоями лака и эмали с просушкой каждого слоя.

По окончании сборки статора и выполнения электрообмоточных работ изоляция обмотки статора и особенно лобовых частей обычно оказывается значительно увлажненной, что снижает электрическую прочность изоляции. Поэтому обмотки статора перед испытанием электрической прочности их изоляции обязательно должны подвергаться сушке.

Сушка обмоток статора может производиться до пробного пуска агрегата либо после пуска при вращающемся роторе генератора. Целесообразнее сушить обмотку статора при неподвижном роторе, так как в этом случае к пуску агрегата статор будет уже высушен и ввод агрегата в эксплуатацию может быть несколько ускорен.

Определение способа сушки обмоток статора производится шеф-персоналом завода-изготовителя совместно с монтирующей организацией с учетом реальных условий строительства, графика выполнения монтажных работ и срока ввода гидроагрегата в эксплуатацию. Испытание обмоток статора повышенным напряжением осуществляется обычно после сушки в подогретом состоянии обмотки.

9-5. СБОРКА И УСТАНОВКА РОТОРА ГЕНЕРАТОРА

Технология монтажа ротора. Способы монтажа роторов генераторов зависят от конструктивного исполнения их, технологии изготовления, габаритов и блочности поставки. Монтаж ротора диаметром до 4,0 *м*, поступающего с завода в полностью собранном виде, заключается в наружном осмотре его и установке на место. Проверка общего состояния ротора и его отдельных деталей состоит в тщательном осмотре крепления полюсов и токопроводов, проверке надежности всех механических соединений элементов ротора и закрепления гаек, определении изоляции обмотки ротора. По возможности следует подвергнуть сушке обмотку ротора и произвести электрические испытания ее. После этого ротор закрепляется к крану с помощью захватного устройства и опускается на место.

Роторы диаметром от 4,0 до 6,5 *м* поступают с завода в виде отдельных элементов: остова с втулкой, вала, пакетов сегментов обода, полюсов, тормозных сегментов. Сборка такого ротора при монтаже выполняется в следующем порядке. Остов с втулкой насаживается на вал, собираются пакеты обода и расклиниваются на остове. Затем навешиваются и расклиниваются полюсы, устанавливаются тормозные сегменты, производятся сушка и электрические испытания обмотки ротора, после чего ротор в полностью собранном виде устанавливается в проектное положение.

Технология изготовления и блочность поставки роторов диаметром от 6,5 до 7,5 *м* значительно отличаются от описанных выше. В этих случаях блоком поставляется только остов ротора, состоящий обычно из двух частей. Все же остальные узлы поступают в виде отдельных элементов: втулки, вала, шихтованных сегментов обода, полюсов, тормозных сегментов. При сборке ротора на монтаже втулка в нагретом

состоянии насаживается на вал и фиксируется запорным кольцом. Части остова соединяются между собой и закрепляются на втулке с помощью шпилек. Затем на остове собирается обод из отдельных сегментов, стягивается шпильками и расклинивается. После этого навешиваются и расклиниваются полюсы, устанавливаются тормозные сегменты, производятся сушка и электрические испытания обмоток ротора. Полностью собранный ротор опускается в статор.

Все узлы роторов диаметром свыше 7,5 *м* поступают на монтаж отдельными элементами без заводской контрольной сборки. В связи с этим сборка ротора производится полностью на монтажной площадке. Способы и технология сборки таких роторов генераторов подвесного и зонтичного типов существенного различия не имеют. Поэтому ниже будет рассмотрена технология сборки и установки ротора подвесного генератора в качестве основного варианта. Одновременно будут приведены технологические особенности сборки отдельных элементов, а также установки роторов зонтичных генераторов.

Сборка ротора крупного генератора является наиболее трудоемкой и длительной монтажной операцией. Поэтому во избежание задержки монтажа агрегата она должна начинаться не менее чем за 30—40 дней до установки ротора на место и с таким расчетом, чтобы к моменту опускания рабочего колеса турбины в кратер ротор был уже в основном собран. Технологический процесс поэлементной сборки и установки собранного ротора подвесного генератора может осуществляться в приведенной ниже последовательности:

кантовка, установка на сборочную тумбу и выверка вала генератора;

подогрев и насадка втулки ротора на вал;

сборка, выверка и крепление остова ротора к втулке;

установка тормозных сегментов и закладка основания обода;

укладка и опрессовка сегментов обода;

дорновка отверстий в ободе, установка и затягивание постоянных шпилек;

расклинивание и выверка обода;

дорновка полюсных пазов и навешивание полюсов;

выверка и расклинивание полюсов;

установка и крепление вентиляторов;

пайка соединений полюсов и демпферной обмотки;

сушка ротора, испытание и окраска его;

подготовка и установка траверсы для транспортирования ротора;

опускание ротора в статор и установка на тормозные колодки.

Технология сборки зонтичного генератора с дисковым креплением спиц к втулке отличается тем, что вал генератора после насадки на него втулки опускается в кратер агрегата и устанавливается на собранный к этому времени подпятник, опираясь через его диск и сегменты на нижнюю крестовину или опору подпятника на крышке турбины. На монтажной же площадке на выкладках или специальных опорах устанавливается вспомогательная (монтажная) втулка, с помощью которой и производится сборка остова ротора. На вспомогательную втулку устанавливается нижний диск остова, затем ставятся и выверяются спицы остова, после чего на спицах закрепляется верхний диск остова. Собранный на вспомогательной втулке остов выверяется, и вся дальнейшая сборка ротора зонтичного генератора производится аналогично сборке ротора подвесного генератора.

Установка ротора зонтичного генератора такой конструкции на место отличается тем, что в статор он опускается без вала и соединение остова ротора со втулкой производится в кратере агрегата.

Если спицы остова ротора зонтичного генератора крепятся к втулке вертикальными плитами, то ротор целесообразно собирать на мон-

тажной площадке с валом и в полностью собранном виде устанавливать на место аналогично ротору подвесного генератора.

Сборка ротора зонтичного генератора с единым валом агрегата производится на своей втулке без применения вспомогательной и по существу не отличается от сборки обычного зонтичного генератора.

Допуски на сборку ротора генератора приведены в табл. 9-2.

Таблица 9-2

Допуски на сборку ротора генератора

Проверяемые положения и размеры	Место замеров	Допустимые отклонения, *мм*, при диаметре ротора, *м*		
		4,5	9,0	14,5
Концентричность обода	По радиусу до боковой поверхности обода (среднее арифметическое от замеров вверху и внизу обода)	0,6	0,8	1,2
Концентричность полюсов	По радиусу до внешней плоскости башмака полюса (среднее арифметическое от замеров вверху и внизу полюса)	0,8	1,0	1,5
Высотное положение полюсов	От горизонтальной оси полюса до средней плоскости обода ротора	5	8	10

Установка вала генератора. Во всех конструктивных исполнениях крупных генераторов подвесного типа, а также в зонтичных генераторах с креплением спиц к втулке вертикальными плитами укрупнительная сборка ротора на монтажной площадке, как указано выше, производится вместе с валом. При дисковом креплении спиц роторов зонтичных генераторов вал с насаженной втулкой устанавливается на место без ротора.

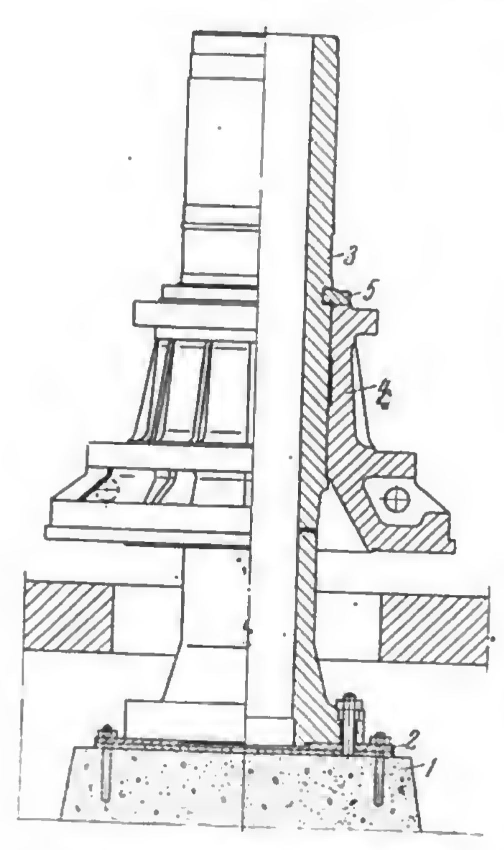


Рис. 9-9. Насадка втулки ротора на вал..

Насадка втулки ротора на вал (рис. 9-9) производится в его вертикальном положении на специальной бетонной опоре *1*. Отметка верха опоры определяется возможностью подъема втулки над валом при ее насадке. Если ротор собирается на валу, то эта отметка для удобства сборочных работ должна быть такой, чтобы нижняя поверхность ротора располагалась на 700—800 *мм* выше пола сборочной площадки. На бетонной опоре устанавливается и закрепляется фундаментными болтами монтажная металлическая плита *2* размером несколько более фланца вала. Количество и диаметр фундаментных болтов должны быть рассчитаны по грузоподъемности крана с тем, чтобы они не были вырваны при снятии втулки с вала в случае ее заедания.

До установки вала на монтажную плиту необходимо проверить размеры посадочных мест на валу *3* и во втулке *4*. Для этого посадочные диаметры вала замеряются специальной скобой с микрометрической головкой, а внутренние диаметры втулки — микрометрическим штихмасом. Разница замеров вала и втулки даст величину фактическо-

го натяга, который может отличаться от проектного не более чем на 10%. Замеры вала и втулки следует производить в одинаковых температурных условиях. Должны быть проверены также соответствие и правильность канавки на валу для запорного кольца *5* и шпоночных канавок на валу и втулке.

Для установки на монтажную плиту вал кантуется в вертикальное положение с помощью захватного устройства и опускается на место. Поверхность фланца вала предварительно тщательно очищается и покрывается густой смазкой, а на опорную поверхность плиты ставится картонная прокладка. На монтажной плите вал должен быть установлен вертикально с возможным отклонением его верха не более 1,0 *мм*, что проверяется уровнем по торцу вала и регулируется прокладками между фланцем и плитой. Крепление вала к плите выполняется шпильками, которые должны быть поставлены во все отверстия фланца и равномерно затянуты. Затем на вал надеваются и опускаются на фланец неразъемные детали, расположенные между фланцем и втулкой (выгородка подпятника и др.).

При насадке втулки на вал в горячем состоянии с натягом нагрев ее в зависимости от габаритов втулки и необходимой температуры нагрева может осуществляться мощными электрическими лампами, электрическими печами, элементами сопротивления. Втулки крупных роторов обычно нагреваются с помощью провода, намотанного на поверхность втулки. В процессе нагрева втулка закрывается брезентовым шатром.

Температура нагрева втулки определяется величиной натяга с учетом остывания ее при снятии обмотки, захвате, транспортировке и опускании на вал. Практически увеличение диаметра втулки при нагревании с учетом последующего остывания ее должно быть порядка 3—4 *мм*, а температура нагрева 150—220° С. Величина температуры нагрева втулки может быть определена и по ранее приведенной формуле (см. § 8-6).

По окончании нагревания втулка освобождается от обмотки и стропится к крану с проверкой уровнем вертикальности ее расточки. Перед опусканием на вал проверяется размер посадочного места втулки с тем, чтобы в момент насадки ее на вал диаметральный зазор между втулкой и валом составлял не менее 1,0 *мм*. При посадке втулки необходимо следить также за направлением шпонки. В случае если втулка не дойдет до упорного буртика вала и запорное кольцо нельзя поставить на место, необходимо снять втулку и вновь нагреть ее до более высокой температуры. Учитывая ответственность насадки втулки, следует тщательно произвести замеры посадочных диаметров и продуманно организовать весь процесс нагрева втулки, захвата, транспортировки и насадки ее на вал.

После насадки втулки вал подвесного генератора и зонтичного с креплением спиц плитами остается на месте, и далее продолжается сборка ротора. Вал зонтичного генератора с креплением спиц дисками захватывается краном, отсоединяется от монтажной плиты, опускается в кратер агрегата и устанавливается втулкой на зеркальный диск смонтированного подпятника. Сегменты подпятника должны быть предварительно выверены в одной горизонтальной плоскости и покрыты слоем густой смазки.

Сборка остова ротора подвесного или зонтичного генератора с креплением спиц к втулке вертикальными плитами (рис. 9-10) осуществляется в следующем порядке. После проверки вертикальности вала, установленного с втулкой на монтажной площадке, к втулке присоединяются припасованными болтами спицы с постановкой горизонтальных шпонок. Наружные концы спиц опираются при этом на металлические тумбы. Спицы выверяются в горизонтальном положении с помощью

металлических подкладок между спицами и тумбами и соединяются распорными балками. Затем болты всех спиц плотно и равномерно затягиваются, так чтобы щуп 0,1 *мм* не проходил между плитами. Допускаются местные неплотности не более 10% ширины сопрягаемых плит. Общая длина таких неплотных мест в соединении не должна превышать 15% длины сопрягаемых плоскостей, а длина отдельных неплотных участков должна быть не более 80 *мм*. Достаточная плотность сопряжения может быть достигнута применением металлических прокладок.

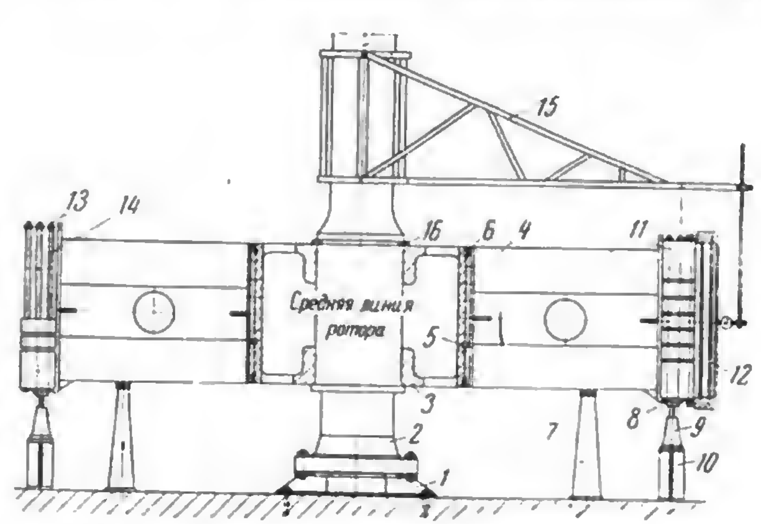


Рис. 9-10. Сборка ротора подвесного генератора.

1 — монтажная плита; *2* — вал; *3* — втулка; *4* — спица; *5* — шпонка; *6* — штифт; *7* — монтажная опора; *8* — тормозная плита; *9* — домкрат; *10* — опора; *11* — обод; *12* — полюс; *13* — стяжная шпилька; *14* — опрессовочная втулка; *15* — поверочная стрела; *16* — запорное кольцо.

По окончании сборки остова проверяются его концентричность, расстояния между концами спиц, наклон клиновых пазов в радиальном направлении и горизонтальность плоскости укладки сегментов обода. Концентричность остова проверяется вверху и внизу по наружному торцу каждой спицы индикатором или щупом с помощью специальной проверочной стрелы (рис. 9-10). Неконцентричность остова может допускаться не более ±0,5 *мм*. Расстояния между концами спиц по клиновым пазам могут иметь отклонения в пределах ±1 *мм*. Наклон клиновых пазов в радиальном направлении допускается не более 1 *мм* на полной высоте паза. Горизонтальность плоскости укладки сегментов обода проверяется нивелированием отметки каждого опорного зуба на торце спицы. Отклонение отметки зуба от средней плоскости допускается в пределах ±3 *мм*. При этом за среднюю плоскость удобнее принять отметку самого высокого зуба, и тогда на плоскости каждого нижерасположенного зуба можно поставить и приварить подкладки соответствующей толщины. Фиксация собранного и выверенного остова производится постановкой штифтов в плоскостях соединения спиц со втулкой.

При сборке остова ротора подвесного генератора с дисковым креплением спиц на нижний фланец вала устанавливают, расцентровывают по валу и крепят болтами к фланцу нижний диск. На нижний диск устанавливают, выверяют и закрепляют спицы и затем сверху ставят верхний диск, который крепят к верхнему фланцу вала и спицам. Соединение обоих дисков со спицами производится вначале несколькими временными болтами с фиксацией положения каждой спицы двумя постоянными припасованными шпильками. Остальные постоянные шпильки ставят и затягивают одновременно по верхнему и нижнему дискам после закрепления верхнего диска к фланцу. Вся последующая сборка и выверка остова производятся аналогично сборке и выверке остова с креплением плитами.

Сборка остова ротора зонтичного генератора с дисковым креплением спиц (рис. 9-11) производится на вспомогательной втулке, устанавливаемой на монтажной площадке на металлических опорных тумбах высотой 700—800 *мм* или на деревянных выкладках с металлическими подкладками под втулку. После выверки с помощью подкладок

горизонтальности вспомогательной втулки на нее устанавливают и крепят временными болтами нижний диск. Технология дальнейшей сборки и выверки остова подобна технологии сборки дискового остова ротора подвесного генератора.

Сборка обода ротора, состоящего из большого количества (нескольких тысяч) отдельных сегментов, является одной из наиболее трудоемких, длительных и ответственных монтажных операций. Поэтому она должна быть тщательно организована и подготовлена. До начала сборки обода сегменты необходимо очистить от антикоррозионного покрытия, ржавчины и заусенцев, взвесить, распределить по весовым группам и подготовить к укладке. Следует подготовить также монтажные приспособления для опрессовки уложенных сегментов и калибровки (дорновки) отверстий под стягивающие шпильки и пазов для хвостов полюсов.

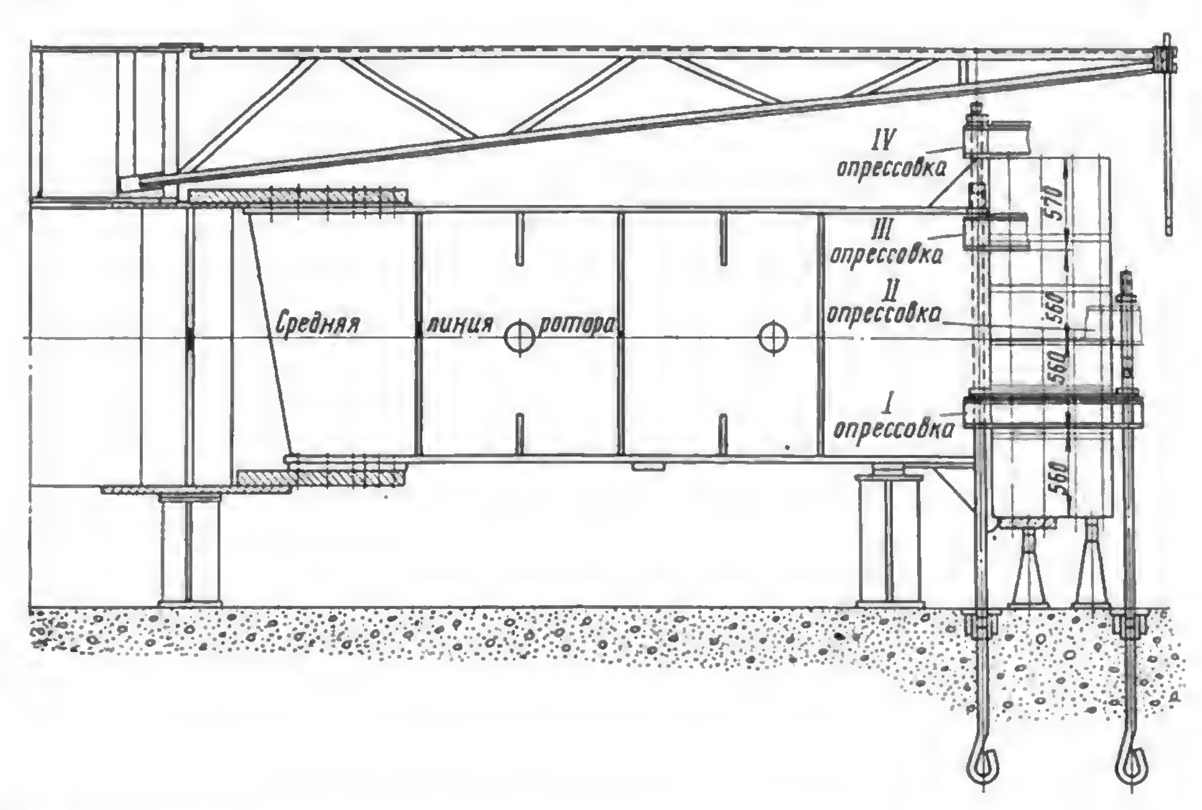


Рис. 9-11. Сборка ротора зонтичного генератора.

Очистка сегментов на малоагрегатных станциях производится вручную абразивными кругами и металлическими щетками либо с помощью пневматических машинок со встроенным абразивом и стальной щеткой. На многоагрегатных станциях иногда целесообразно применение специальных высокопроизводительных очистных машин, в которых паром и стальными щетками сегменты очищаются от ржавчины и смазки, а механизированными напильниками снимаются заусенцы.

Допускаемые отклонения в толщине при прокате стального листа приводят к значительной разнице в весах отдельных сегментов. Поэтому для обеспечения равномерности распределения веса обода по окружности сборка его должна выполняться так, чтобы все сегменты одного ряда имели одинаковый вес. С этой целью сегменты после очистки взвешиваются и раскладываются в пакеты одинакового веса с отклонениями по каждому сегменту не более 0,5 *кг*. Количество сегментов в каждом пакете должно быть кратным числу сегментов, укладываемых в один ряд. При такой группировке сегментов по пакетам всегда будет обеспечена укладка в один ряд сегментов одинакового веса.

Сборка обода обычно производится с помощью домкратов или металлических тумб. На многоагрегатных станциях для сборки обода применяют в некоторых случаях специальные сборочные стенды, на которых выполняется также и опрессовка обода. Первые ряды сегментов обода укладывают с опиранием на зуб спицы и на выверенные горизонтально с точностью до $\pm 0,5$ *мм* тормозные плиты и домкраты. Для фиксирования положения сегментов при укладке в их отверстия устанавливают не менее трех постоянных шпилек на каждый сегмент, а во все остальные отверстия вставляют временные шпильки. Если сегменты не требуют дорповки, то на место сразу ставят все постоянные шпильки. Укладывать сегменты каждого ряда необходимо со сдвигом на одно полюсное деление у однохвостовых полюсов и на половину полюсного деления у двуххвостовых полюсов. При укладке сегментов целесообразно уплотнять их по высоте с помощью деревянных трамбовок либо другим способом. Для обеспечения правильной укладки сегментов обода следует составить рабочую схему укладки, на которой должны быть показаны количество сегментов в пакете, высота пакетов и вентиляционных каналов.

Сегменты собранного обода должны плотно прилегать друг к другу, что обеспечивается опрессовкой их в процессе сборки Опрессовка обода на станциях с небольшим количеством агрегатов производится отдельными пакетами толщиной 400—500 *мм* затягиванием гаек стяжных шпилек через надставки — втулки разной длины в зависимости от высоты прессуемых пакетов (см. рис. 9-10). При опрессовке одновременно с затягиванием гаек сегменты уплотняют ударами медных кувалд или специальным пневматическим молотком. Затягивание гаек производится несколько раз в смену до полного прекращения ослабления их. Во время опрессовки каждого пакета проверяются его высота и концентричность обода.

Пакеты обода должны быть опрессованы до плотного прилегания сегментов. Допускаются местные неплотности не более 0,5 *мм* только на отдельных и разбросанных по ободу участках. Длина одного или нескольких таких неуплотненных участков, расположенных на одной стороне сегмента, может составлять до 20% длины этой стороны сегмента. По окончании опрессовки пакет закрепляется в опрессованном состоянии планками, приваренными снаружи обода. После опрессовки всего обода планки срубаются, а места их приварки шлифуются. При опрессовке последнего пакета проверяются концентричность и общая высота обода. Высота опрессованного обода и его отдельных пакетов может иметь отклонение от проектной высоты не свыше 1%. Величина допускаемой неконцентричности приведена в табл. 9-2. Замеры высоты обода и его концентричности производятся с помощью измерительной поворотной стрелы.

На многоагрегатных станциях опрессовку обода целесообразно производить в несколько приемов нажимными балками с помощью сменных шпилек разной длины, сопрягаемых с анкерными болтами, заложенными в бетонный пол машинного здания (см. рис. 9-11).

На рис. 9-12 показан применяемый в последнее время на монтаже генераторов некоторых гидроэлектростанций специальный опрессовочный стенд, допускающий опрессовку сегментов всего обода независимо от его высоты за один прием. Отличие этого стенда от предыдущего устройства заключается в том, что усилия при опрессовке обода являются внутренними, так же как и в случае опрессовки стяжными шпильками, и на бетон пола здания не передаются. Однако стоимость такого стенда очень велика и его применение может быть экономически оправдано только на строительствах крупных многоагрегатных гидроэлектростанций либо при многократном использовании на разных станциях.

Отверстия под стягивающие шпильки и пазы для хвостов полюсов не всегда полностью совпадают во всех сегментах. Поэтому в таких случаях производится дорновка (калибровка) отверстий и пазов короткими стальными прошивками (дорнами), которые пробиваются через отверстие или паз насквозь ударами пневматического молота по сменной стальной удлинительной оправке. Дорновка отверстий под шпильки и полюсных пазов выполняется после опрессовки и затягивания временных шпилек. Для этого последовательно вынимаются временные шпильки, отверстия их дорнуются и затем устанавливаются постоянные шпильки. Дорновка пазов для хвостов полюсов производится также с помощью пневматического молота дорном, имеющим форму паза. Иногда дорновку хвостовых пазов осуществляют с помощью крана машинного здания.

При затягивании постоянных шпилек необходимо следить за равномерностью и величиной напряжений, создаваемых в шпильках. Поэтому затягивание удобно производить пневматическими гайковертами, предварительно выверенными на заданное усилие. После затягивания постоянных шпилек все гайки сверху и снизу обода по одной грани прихватываются электросваркой. От смещения вверх обод фиксируется стопорными планками, установленными на каждой спице и подогнанными индивидуально по месту в зависимости от высоты обода. Затем устанавливаются и закрепляются тормозные плиты, если они не были установлены ранее. Все головки болтов и гайки шпилек, крепящих тормозные плиты, также прихватываются электросваркой.

Рис. 9-12. Опрессовочный стенд.

1 — обод ротора; 2 — опора; 3 — нижняя нажимная балка; 4 — верхняя нажимная балка; 5 — шпилька; 6 — домкраты; 7 — опорная рама; 8 — подставка; 9 — тормозная плита.

Собранный обод закрепляется на спицах остова ротора парными клиньями, которые забиваются с помощью пневматического молота после опрессовки стали и затягивания шпилек. Одновременно с забивкой клиньев проверяется концентричность обода относительно оси ротора, так как при расклинивании может быть исправлена некоторая неконцентричность обода. Окончательно забивку клиньев обода рекомендуется производить после навешивания полюсов. При забивке тонкий конец верхнего клина должен дойти до утолщенного конца нижнего клина, который устанавливается заподлицо с нижним пакетом обода. Допускается смещение вверх утолщенного конца нижнего клина, а также тонкого конца забиваемого сверху клина от нижней кромки обода в пределах до 60 *мм*. Выступающие кверху концы клиньев срубаются.

По окончании сборки и проверки концентричности обода производится проверка средней линии обода ротора — горизонтальной плоскости, проходящей через середину стали обода. Установление средней линии ротора необходимо для правильного навешивания полюсов и определения высотного положения статора генератора с тем, чтобы средние линии ротора и статора в собранном агрегате совпадали. Для

определения средней линии ротора с помощью проверочной стрелы замеряется высотное положение верха и низа обода в четырех диаметрально противоположных сечениях и по среднеарифметическому этих замеров наносится риска на проверочной стреле, определяющая среднюю линию ротора. Высотное положение средней линии фиксируется по нижней поверхности фланца вала генератора либо по нижнему диску обода.

Навешивание полюсов. Разница между весами отдельных полюсов может достигать 10—15%, поэтому крайне важно для уменьшения дебаланса ротора обеспечить при навешивании полюсов весовую равномерность их расположения. Выполняется это требование подбором полюсов в несколько весовых групп с минимальной разницей в общих весах групп и последующим равномерным размещением этих групп по окружности обода. Для распределения полюсов по весовым группам необходимо взвесить каждый полюс, если они не были взвешены на заводе, и выбить на нем вес и номер полюса. Нумеруют полюсы после распределения их по весовым группам по часовой стрелке, начиная от полюса с выводами.

Наружная поверхность обода не должна иметь выступающих кромок сегментов, поэтому перед навешиванием полюсов она зачищается. В полюсных пазах обода устанавливают и приваривают опоры для фиксирования каждого полюса по высоте. Проверка высотного положения упоров производится с помощью проверочной стрелы.

После взвешивания полюсы необходимо осмотреть, проверить и испытать на электрическую прочность их изоляцию и полюсы с низкой изоляцией высушить. Сушку полюсов можно производить от внешних источников тока (реостатом, электрическими печами) обдувом сухим горячим воздухом или током.

Перед навешиванием полюсы раскладывают вокруг обода в соответствии с распределением их по весам. Переноска, кантовка, подъем и навешивание полюсов производятся с помощью специальных приспособлений (рис. 9-13). Полюсы навешиваются группами так, чтобы группы с одинаковыми весами располагались одна против другой. При навешивании производится проверка высотной установки полюсов относительно средней линии ротора. Для этого штифт проверочной стрелы устанавливается на роторе по риске его средней линии и затем поворотом стрелы проверяется ранее намеченная середина каждого полюса. Положение полюсов по высоте регулируется домкратами с последующей постановкой подкладок на упоры или перемещением упоров.

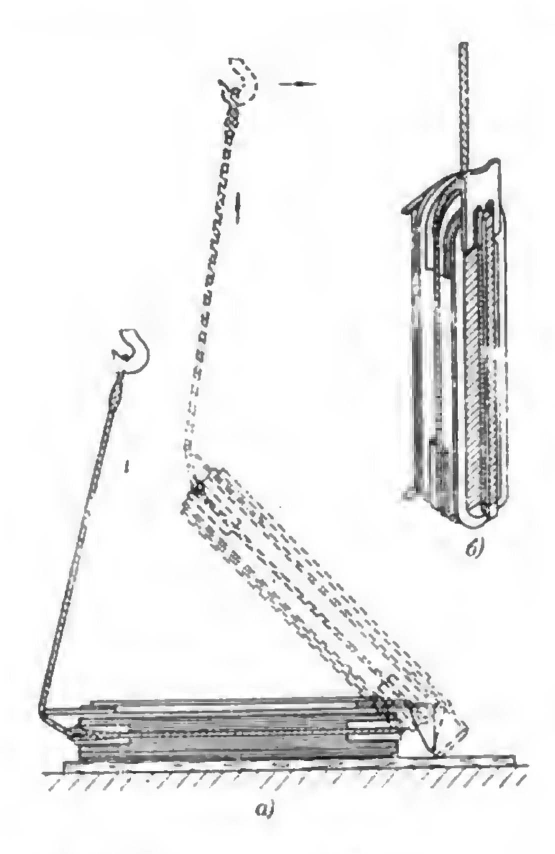


Рис. 9-13. Сборка полюсов ротора.
а — кантовка полюсов; *б* — подъем полюсов для навешивания на обод.

По окончании высотной проверки полюсов устанавливаются и туго забиваются в пазы парные клинья до тех пор, пока не будет достигнута плотность установки хвостов полюсов в пазах. Окончательное расклинивание полюсов целесообразно выполнять в нагретом состоянии одно-

временно с расклиниванием обода. Выступающие тонкие концы их клиньев с нижней стороны затем обрезаются заподлицо, а с верхней стороны оставляется толстый конец клиньев каждого полюса высотой до 200 *мм* для возможности выема полюса в процессе ремонтов. Обрезанные клинья обода и полюсов прихватываются электросваркой. Одновременно с расклиниванием производится окончательная проверка концентричности и высотной установки полюсов с помощью проверочной стрелы. Неконцентричность обода определяется по полусумме зазоров между штифтом проверочной стрелы и поверхностью полюса вверху и внизу каждого полюса. Проверяется также торцевой бой тормозного диска.

Пайка межполюсных соединений производится по окончании постановки и выверки полюсов. При этом соединительные пластины тщательно подгоняются одна к другой и рихтуются. Пайка соединительных пластин должна быть высококачественной и выполнена оловянистым или серебряным припоем с бескислотным флюсом. Местные разрывы соединительных пластин и пустоты в пайках не допускаются. Качество пайки межполюсных соединений можно определить, пропуская через обмотки полюсов ток порядка 0,8 номинального и проверяя нагрев в местах соединения пластин. После пайки межполюсных соединений устанавливаются соединительные планки демпферной обмотки, а также присоединяются и паяются токовыводы.

При установке вентиляторных лопастей сверху и снизу обода ротора необходимо проверить их высотное положение и горизонтальность с помощью проверочной стрелы. Отклонения от горизонтальности не должны превышать ±5 *мм*.

Собранный ротор внимательно осматривается с тем, чтобы внутри и снаружи его не остались незакрепленные и излишние детали, а все гайки были зафиксированы электросваркой или специальными замками. После окончания сборки ротор очищается от пыли обдувкой сухим воздухом. Затем все детали ротора, за исключением вала и тормозных плит, покрываются лаком с помощью краскопульта.

Установка ротора на место. Опускание ротора крупного генератора в статор является наиболее ответственной монтажной операцией, и для успешного осуществления ее должен быть выполнен ряд соответствующих подготовительных работ. Ниже приводится последовательность установки в проектное положение ротора подвесного генератора.

Подъем и транспортировка ротора, собранного на монтажной площадке с валом, производятся обычно двумя кранами с помощью специальной траверсы, подвешиваемой к их крюкам. Для захвата ротора в середине траверсы смонтировано устройство, состоящее из опорной втулки с двумя цапфами, опирающимися на подшипники, установленные на балках траверсы. На эту втулку опирается специальный подпятник, на котором расположено разрезное кольцо, входящее в выточку вала генератора и являющееся захватом ротора. Ротор, подвешенный на захватном устройстве, имеет возможность поворота на подпятнике и наклона вдоль траверсы. Такая подвеска ротора равномерно загружает оба крана и дает возможность исправления перекосов траверсы при подъеме и опускании ротора путем включения или выключения механизма подъема соответствующего крана. В связи с тем, что при подъеме ротора оба крана работают с максимальной грузоподъемностью, перед транспортировкой каждого ротора следует тщательно проверить исправность и работу кранов и их механизмов. Кроме того, для проверки возможности транспортировки ротора над смонтированными агрегатами необходимо подвешенную к кранам траверсу поднять без ротора до крайнего верхнего положения и определить зазор между нижней частью транспортируемого ротора и верхней точкой смонтированных агрегатов, величина которого должна быть не менее 200 *мм*.

До установки ротора в кратере агрегата заканчивается подводка воздухопроводов к тормозам и проверяется действие их давлением масла от гидравлического пресса. На тормозные колодки, которые воспринимают вес ротора и должны быть в одной горизонтальной плоскости, ставятся фанерные подкладки толщиной 5—6 *мм*, выравнивающие негоризонтальность отдельных колодок тормозов, вследствие чего давление от ротора распределяется между колодками более равномерно.

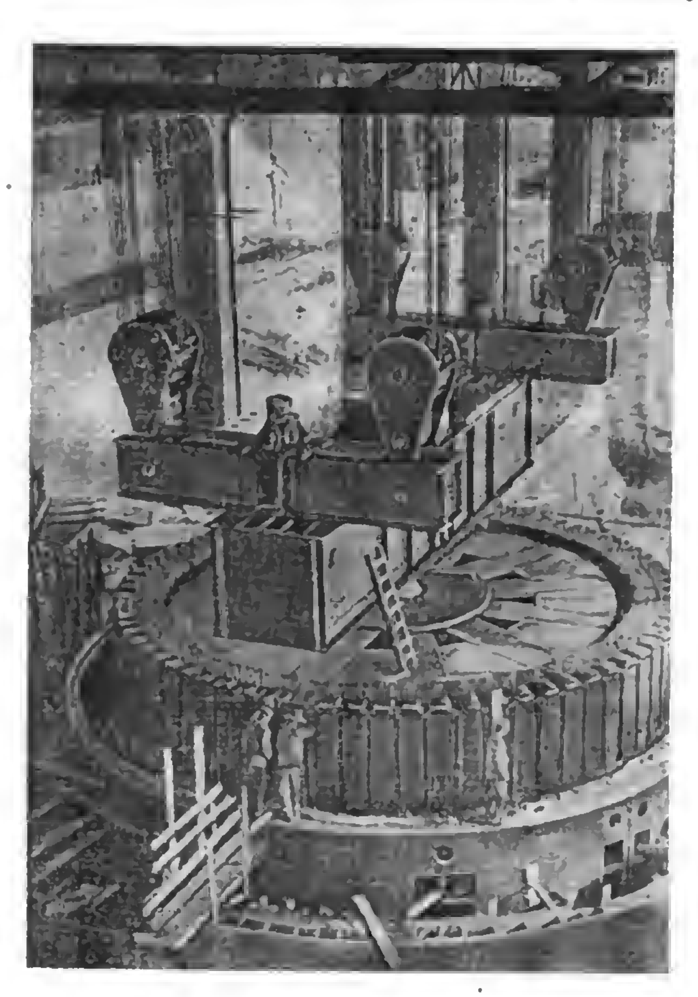


Рис. 9-14. Опускание ротора подвесного генератора в статор.

Для предохранения обмотки статора от повреждения при опускании ротора через статор заготовляются 10—12 строганых мерных деревянных пластин толщиной в половину воздушного зазора, шириной 100—150 *мм* и длиной несколько более высоты ротора.

По окончании подготовительных работ начинается подъем ротора подтягиванием траверсы кверху до напряженного состояния тросов крана с одновременной проверкой горизонтальности траверсы. После этого фланец вала отсоединяется от монтажной плиты и ротор приподнимается над полом машинного здания. Крюки кранов необходимо устанавливать при этом строго вертикально над концами траверсы, так как иначе ротор, отсоединенный от монтажной плиты, в начале подъема может отклониться и повредить фланец вала.

Для дополнительной проверки исправности кранов и особенно их тормозных устройств поднятый над монтажной площадкой ротор несколько раз приподнимается и резко останавливается. После этого ротор поднимается и переносится к агрегату. Во время перемещения ротора над установленными агрегатами необходимо следить за тем, чтобы крылья нижнего вентилятора не задели за верх смонтированного агрегата. При подъеме, перемещении и опускании ротора нужно соблюдать горизонтальность траверсы, исправляя положение ее остановкой более опущенного крюка. Включение обоих кранов на подъем, перемещение и опускание должно быть строго одновременным.

Опущенный к статору ротор (рис. 9-14) останавливается для направления его более точно по расточке статора. С целью предотвращения повреждения обмотки статора при опускании ротора в воздушный зазор закладываются деревянные пластины, которые при этом беспрерывно опускаются и поднимаются. Отсутствие защемления пластины покажет, что ротор опускается нормально и обмотка статора не повреждается. В случае защемления пластины с какой-либо стороны опускание ротора прекращается и перемещением кранов пластина освобождается.

Перед установкой на место ротор поворачивают на траверсе так, чтобы монтажные метки на фланцах валов турбины и генератора совпадали, а расхождение образующих фланцев было как можно меньше, после чего ротор опускают на колодки тормозов и, не отсоединяя его от крана, предварительно прицентровывают к валу турбины.

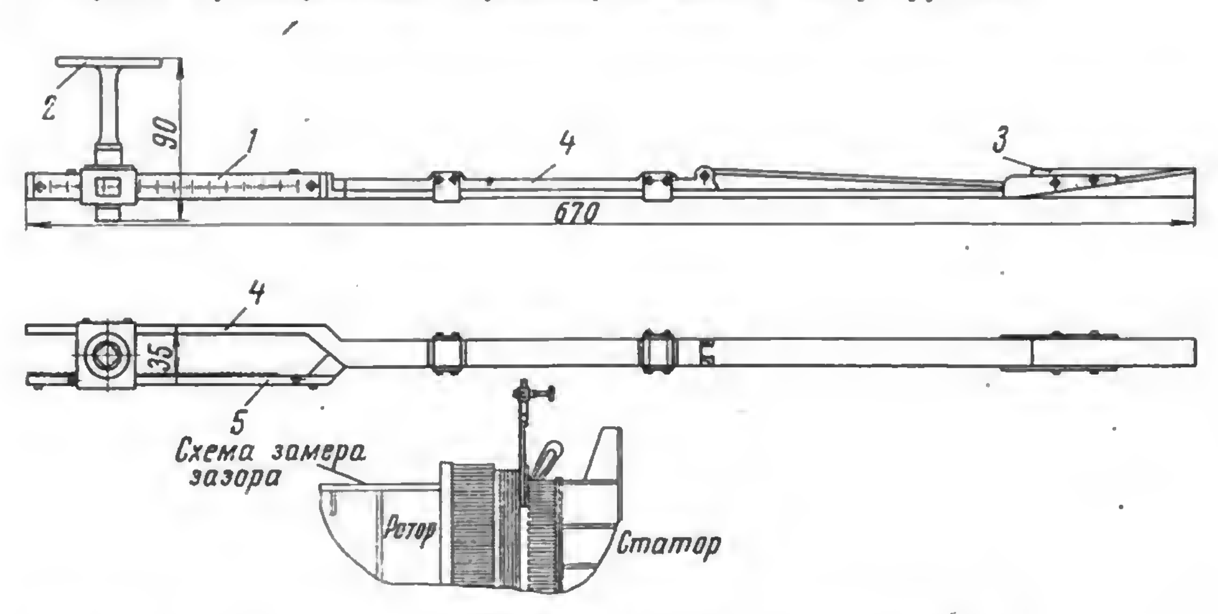


Рис. 9-15. Приспособление для измерения воздушного зазора генератора.
1 — шкала отсчета; 2 — рукоятка; 3 — подвижной клин; 4 — вилка; 5 — реечная вилка.

Предварительная прицентровка ротора производится следующим образом. С помощью линейки, прикладываемой к образующим фланцев, замеряется величина несоосности ротора валу турбины и определяется ее направление. Замерами зазоров между фланцами определяются

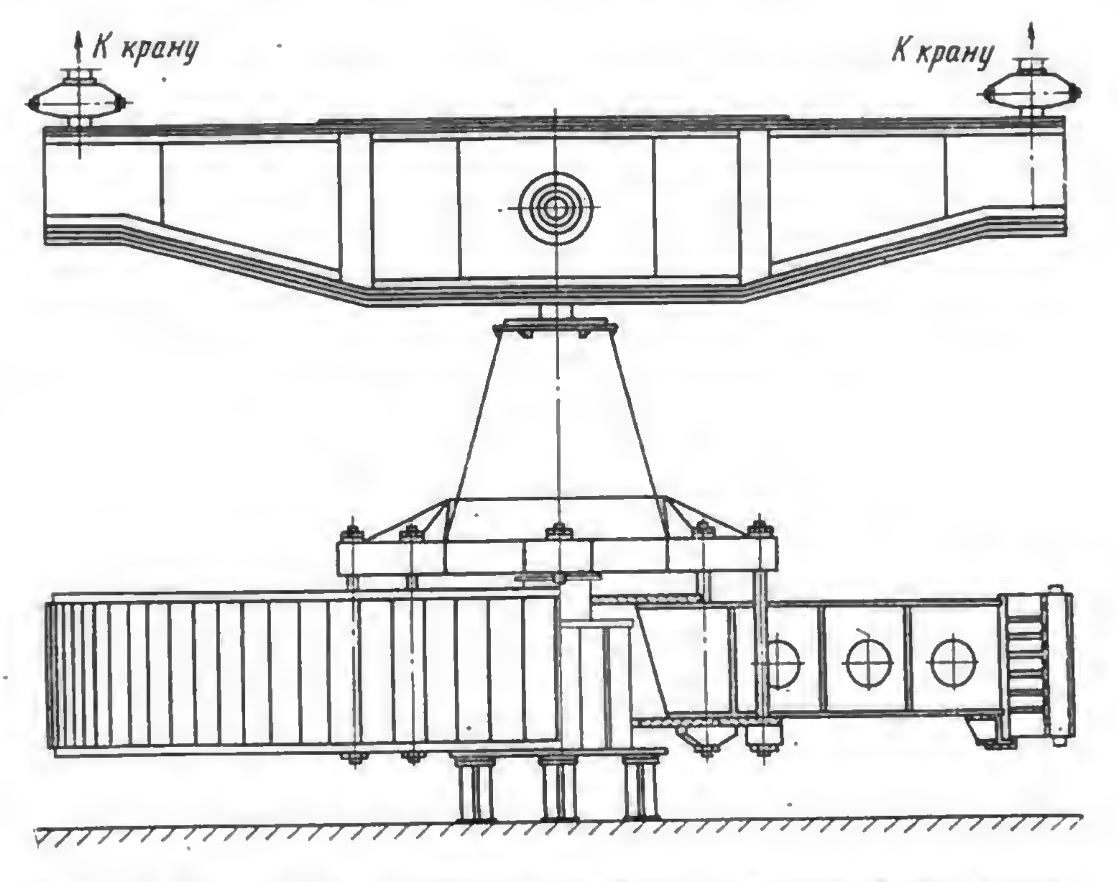


Рис. 9-16. Подъем ротора зонтичного генератора с захватом за диск остова.

наклон вала генератора и величина необходимого подъема или опускания ротора на тормозах с соответствующей стороны. Для этого ротор приподнимается кранами на 20—30 *мм*, фланец его вала отжимается в нужную сторону, изменяется толщина подкладок на тормозах, и ротор снова опускается на место.

Предварительно проверяется также воздушный зазор между ротором и статором по верху и по низу полюсов. Замеры зазоров удобно производить специальным щупом, показанным на рис. 9-15, представляющим собой раздвижной клин. При повороте маховичка рукоятки подвижной клин перемещается в зазоре до упора, а на шкале отсчета в это время показывается величина воздушного зазора. С помощью такого щупа можно замерять воздушные зазоры от 15 до 35 *мм* на глубине до 600 *мм*.

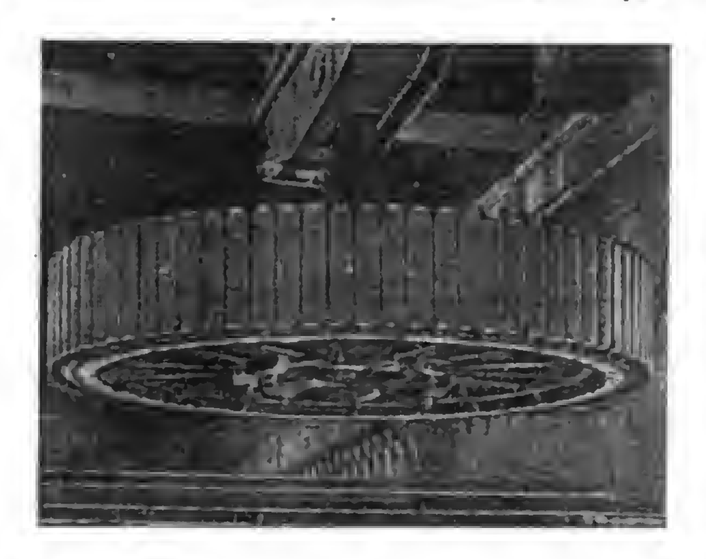


Рис. 9-17. Транспортировка ротора зонтичного генератора.

Подъем ротора зонтичного генератора, собранного на монтажной площадке без вала, осуществляется с помощью захватного устройства, соединенного шпильками с нижним диском остова и подвешенного к траверсе кранов (рис. 9-16). При подъеме и транспортировке такого ротора усилия от его веса должны распределяться равномерно по всей окружности нижнего диска, так как иначе вследствие недостаточной жесткости ротора могут произойти недопустимые перекосы его. Поэтому необходимо обращать особое внимание на то, чтобы затягивание всех шпилек, соединяющих захватное устройство с нижним диском, производилось равномерно. Транспортировка и опускание ротора крупного зонтичного генератора аналогичны таким же операциям при установке ротора подвесного генератора (рис. 9-17). Установка опущенного ротора производится на диск собранного подпятника без предварительной прицентровки. При посадке на втулку вала ротор направляется с помощью конусных шпилек, устанавливаемых в соответствии с маркировкой отверстий на втулке и в дисках.

9-6. МОНТАЖ ПОДПЯТНИКОВ

Технология монтажа современных подпятников различных типов в основном одинакова. Отличие заключается лишь в способе регулирования нагрузок от ротора гидроагрегата на отдельные сегменты или диск. В подпятниках с пружинными опорами нагрузка выравнивается предварительной тарировкой упругости пружин и установлением одинаковой высоты их. Подпятники с гидравлической опорой или с балансирными рычажными опорами специальной регулировки в процессе монтажа не требуют, так как нагрузка на отдельные сегменты в этих подпятниках выравнивается автоматически. В сегментных подпятниках с винтовыми опорами равномерность распределения нагрузки на сегменты достигается изменением высоты опорных винтов. В связи с преимущественным применением сегментных подшипников, а также из-за сложности монтажа их и регулирования распределения нагрузки между всеми опорами, ниже будет рассмотрена технология монтажа подпятников этого типа.

Конструктивное и технологическое выполнение сегментных подпятников предусматривает следующий порядок осуществления монтажных операций:

сборка масляной ванны и системы охлаждения;
шабровка сегментов подпятников;
сборка подпятника;
установка ротора или вала с втулкой на подпятник;
регулировка опор сегментов;
окончание сборки подпятника.

Масляная ванна подпятника с системой маслоохлаждения собирается и устанавливается на место обычно при укрупнительной сборке на монтажной площадке верхней или нижней крестовины.

Окончательная пришабровка баббитовой поверхности сегментов на заводе обычно не производится, и выполняется эта операция при монтаже генератора. Пришабровка осуществляется на монтажной площадке до установки сегментов на место либо в кратере агрегата после сборки подпятника. Во всех случаях рабочая поверхность сегментов должна быть пришабрена по вращающемуся диску так, чтобы отпечатки краски или натир баббита в виде мелких блестящих пятен были равномерно распределены по всей поверхности сегментов в количестве не менее 1—2 на 1 *см*².

Шабровка подпятников небольших размеров может производиться на монтажной площадке с проверкой по зеркальному диску, расположенному поверхностью трения кверху. Для этого диск устанавливается горизонтально на выкладках или на раскантованной втулке подпятника, и поверхность его покрывается тонким слоем краски. Перемешая сегмент в рабочем положении по диску, проверяют степень касания рабочих поверхностей сегмента и диска. Шабровка производится снятием шабером окрашенных пятен баббита с последующей проверкой по диску до тех пор, пока вся поверхность сегмента не будет равномерно покрыта мелкими отпечатками краски. Для предотвращения радиального перемещения сегментов по диску при проверках на внутреннем и наружном контурах сегментов устанавливаются медные упоры. По окончании шабровки на набегающей стороне сегмента снимается фаска по специальному шаблону.

Сегменты подпятников крупных гидрогенераторов следует шабрить с проверкой по диску, нагруженному во время поворота втулки или втулкой вместе с валом. Для этого основание подпятника устанавливается горизонтально на монтажной площадке на выкладках высотой от площадки для удобства работы до 1,2—1,4 *м*. На установленном основании собираются опоры сегментов и укладываются сегменты с проверкой их по высоте опорными болтами. На сегменты накладывается в рабочем положении зеркальный диск, сверху которого ставится и соединяется с диском втулка либо втулка с валом. Следует помнить, что на тыльную сторону дисков подпятников всех типов должны быть положены изоляционные прокладки. Поворот диска по сегментам производится вместе с втулкой с помощью лебедки или крана тросом, намотанным на втулку. От радиального смещения диск фиксируется также медными упорами.

С целью увеличения давления на сегменты пришабровку можно производить, поворачивая диск только по части сегментов, равномерно расположенных по окружности. Для этого три-четыре сегмента в зависимости от их количества несколько приподнимаются и выравниваются по плоскости диска. После шести — десяти поворотов втулка с диском снимается с сегментов и производится шабровка проверяемых сегментов. Затем диск с втулкой устанавливается вновь, и повторяются повороты диска до полной пришабровки сегментов. После этого при-

шабренные сегменты опускаются, и взамен их приподнимаются другие. Таким способом пришабриваются все сегменты.

Наиболее качественно шабровка сегментов может быть произведена в рабочем их положении на смонтированном агрегате с поворотом его ротора водой, что осуществляется небольшим открытием направляющего аппарата турбины с последующим быстрым закрытием его и торможением агрегата. В этом случае ротор делает один — три оборота, что вполне достаточно для притирки сегментов. Пуск воды следует производить только направляющим аппаратом при закрытых затворах водоподводящих устройств. Такие повороты можно выполнять и с помощью крана специальным приспособлением, расположенным на роторе. До поворота сегменты смазываются тонким слоем вазелина или животного жира. После прокрутки сегменты вынимаются, промываются авиационным бензином и шабрятся. Опыт показывает, что для полной и качественной пришабровки необходимо до десяти — двенадцати таких прокруток.

По окончании пришабровки сегментов, выполненной на монтажной площадке, основание подпятника в сборе с сегментами и всеми деталями подпятника очищается и промывается спиртом или авиационным бензином. При сборке необходимо обращать особое внимание на чистоту всех деталей подпятника. Разбирать подпятник после пришабровки сегментов не следует. Если же встретится в этом необходимость, то перед разборкой необходимо замаркировать по каждому сегменту положение его опорного болта, упругой тарелки, самого сегмента и упоров между сегментами. Собранный подпятник устанавливается на место в масляную ванну.

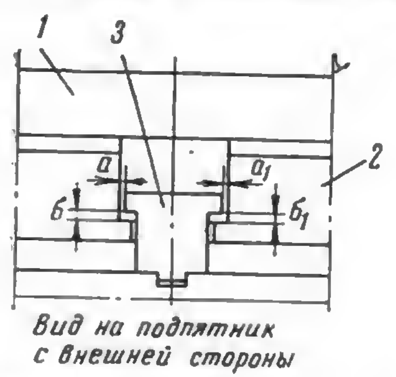


Рис. 9-18. Схема выверки упоров сегмента.
1 — диск; 2 — сегмент; 3 — упор.

Существенное значение имеет качество обработки сопрягаемых поверхностей упругих тарелок и опорных болтов, так как это сказывается на способности сегментов самоустанавливаться. Поэтому сопрягаемые поверхности тарелок и болтов должны быть тщательно отшлифованы. Сегменты следует устанавливать горизонтально так, чтобы поверхности их располагались на одинаковой высоте. Для этого диск накладывается на три сегмента и выравнивается по высоте и горизонтальности. Затем подтягиваются все остальные сегменты, не нарушая положения диска, что проверяется индикатором. Неконцентричность установленных сегментов относительно вращающегося диска не должна превышать при диаметре диска до 1,0 *м* — 1,0 *мм*; 2 *м* — 1,5 *мм*; 3 *м* — 2,0 *мм*; 4 *м* — 2,5 *мм*.

При установке упоров зазоры между сегментами и упорами *а* и *б* (рис. 9-18) должны быть выдержаны по чертежу с допуском ±2 *мм*, а абсолютная величина зазоров не должна быть менее 1 *мм*. Выгородки подпятника устанавливаются концентрично валу с допускаемой неконцентричностью не более 20% величины зазора.

Устанавливаемый окончательно на место диск подпятника, а также сегменты должны быть смазаны тонким слоем медицинского вазелина или пресного свиного жира. Применение бараньего или говяжьего жира допускается при температуре диска свыше 20° С. По окончании сборки подпятника в зонтичных генераторах, ротор которых соединяется с валом в проектном положении, на выверенный вращающийся диск опускается и устанавливается соосно с валом турбины втулка в сборе с валом.

В генераторах подвесного типа передача веса ротора на собранный подшипник производится в следующем порядке. Нагретая до нужной

температуры втулка подпятника насаживается на вал и фиксируется запорным кольцом. Вращающийся диск закрепляется к втулке болтами и контрольными штифтами, после чего ротор приподнимается тормозами на 5—10 *мм* и с тормозных домкратов снимаются задерживающие вилки (кольца). Затем колодки тормозов опускаются вниз до отказа, в результате чего ротор становится на подпятник. Подкладки, установленные на тормозные колодки при опускании ротора, снимаются. Подъем и опускание тормозных колодок производятся давлением масла от гидравлического пресса.

Особое внимание при сборке подпятника необходимо уделять обеспечению равномерности распределения нагрузки между всеми сегментами, так как перегрузка отдельных сегментов может привести к нарушению баббитового слоя и к выводу подпятника из строя. Выравнивание нагрузок между сегментами производится после выверки боя вала генератора либо по окончании соединения валов турбины и генератора и выверки вала гидроагрегата. Равномерность распределения нагрузки между сегментами в крупных гидрогенераторах должна быть обеспечена с точностью до $\pm 5\%$.

При нагрузках на подпятник не свыше 2 000 *тс* и удельных давлениях до 50 *кгс/см*^{2} равномерность распределения нагрузки на сегменты обычно производится поджатием опорно-упорных болтов к упругим тарелкам сегментов, нагруженных весом ротора агрегата посредством ударов кувалды по ключу.

При регулировании распределения нагрузки этим способом вначале проверяется равномерность поджатия всех опорных болтов, после чего положение стопора каждого опорного болта фиксируется тонкими вертикальными рисками на верхнем диске корпуса подпятника или на опорной стойке. Затем кувалдой весом около 8 *кг* наносятся один-два сильных удара по концу рукоятки ключа длиной 600—700 *мм*, наложенного на опорную головку болта. Такое поджатие опорных болтов ударами одинаковой силы производится последовательно по всем сегментам. По окончании одного круга подбивки всех сегментов замеряются штангенциркулем и записываются расстояния между рисками на стопоре и на корпусе подпятника. Подбивка головок опорных болтов повторяется несколько кругов до тех пор, пока расстояние между рисками не станет увеличиваться при ударах на всех сегментах на одинаковую величину. После этого делается еще один круговой обход всех опорных болтов с ударами кувалдой меньшего веса, и если расстояние между рисками не изменится, то регулирование сегментов считается законченным.

Равномерность поджатия опорных болтов при подбивке может быть проверена также по отклонению вала у турбинного подшипника, замеряемому двумя индикаторами, установленными под углом 90°. Поджатие каждого болта в этом случае прекращается при отклонении стрелки индикатора на 0,01 *мм*. Подбивку болтов производят за два-три круга,

В подпятниках крупных уникальных гидроагрегатов с большими осевыми нагрузками и высокими удельными давлениями на подпятник проверка равномерности поджатия опорных болтов и распределения нагрузки между сегментами может производиться поджатием болтов гидравлическими домкратами либо измерением прогиба упругих тарелок под действием нагрузки с помощью индикаторов или тензометров.

Схема поджатия опорных болтов гидравлическим домкратом показана на рис. 9-19. Равномерность такой подбивки обеспечивается одинаковой величиной давления в домкрате грузоподъемностью 5 *тс* при повороте всех опорных болтов, которое определяется по манометру. Погрешности при этом способе подбивки могут возникать вследствие различного сопротивления трению в резьбе отдельных опорных болтов.

Для регулирования распределения нагрузки между сегментами путем измерения прогиба упругих тарелок необходимо, чтобы жесткости

этих тарелок не отличались между собой более чем на 5%. Определение жесткости каждой тарелки производится на заводе их тарированием на прессе и тарировочные кривые направляются на монтаж. Процесс поджатия опорных болтов осуществляется следующим образом (рис. 9-20). К каждой упругой тарелке *1* приваривается штуцер *2*, в который ввертывается стержень *3* для крепления индикатора *4*. Упор штифта индикатора в сегмент *5* производится через планку *6*. Стрелки индикаторов устанавливаются в нулевое положение при разгруженном подпятнике, т. е. когда ротор агрегата поднят на тормозах. После этого ротор опускается на подпятник и проверяются показания индикаторов. По этим показаниям производится подбивка опорных болтов *7*. Регу-

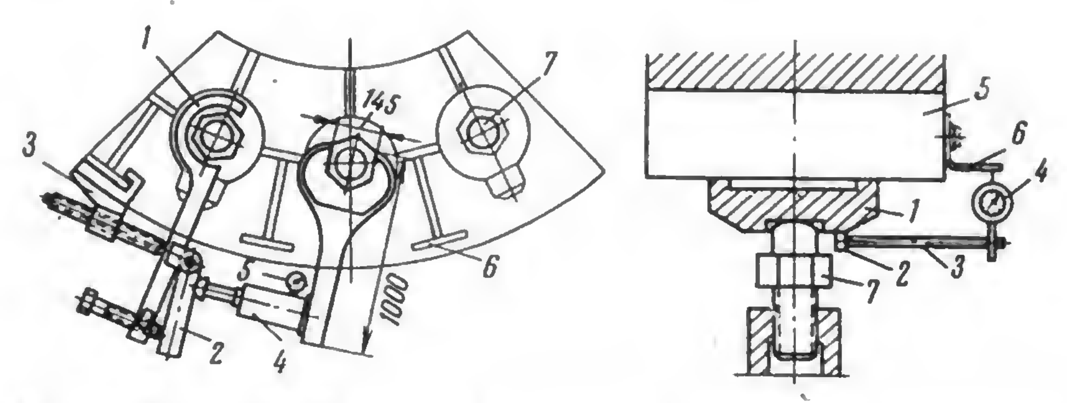


Рис. 9-19. Регулирование нагрузки на сегменты посредством гидравлического домкрата.

1 — держатель; *2* — упорная планка; *3* — упор держателя; *4* — гидравлический домкрат; *5* — манометр; *6* — корпус подпятника; *7* — опорный болт.

Рис. 9-20. Регулирование равномерности нагрузки на сегменты с помощью индикаторов.

лирование заканчивается, когда прогибы всех упругих тарелок с учетом тарировочных кривых будут различаться между собой не более чем на 5%.

Проверка равномерности распределения нагрузки на сегменты с помощью тензометров заключается в измерении сопротивления проводников тензометров, изменяющегося в зависимости от деформации упругих тарелок. Для этого к упругим тарелкам на расстоянии 10 *мм* от центра приклеиваются предварительно протарированные тензометры. По величине изменения сопротивления под нагрузкой и в соответствии с данными тарировки определяется прогиб тарелки. Регулирование нагрузки на отдельные сегменты производится аналогично распределению нагрузки с помощью индикаторов.

По окончании проверки распределения нагрузки на сегменты подпятника стопоры опорных болтов должны быть закреплены. Затем в сегменты и масляную ванну устанавливаются термометры сопротивления и термосигнализаторы, предварительно проверенные в лаборатории. Проверяется изоляция подпятника от подшипниковых токов и изоляция всей аппаратуры теплового контроля.

В случае принудительной подачи смазки под давлением к сегментам в процессе пуска и остановки агрегата маслоподводящая система испытывается максимально возможным давлением до начала просачивания масла из зазоров между диском и сегментами.

Завершение сборки подпятника производится после соединения валов турбины и генератора, проверки линии вала агрегата и распределения нагрузки между сегментами. При этом производятся тщатель-

ная очистка и осмотр собранного подпятника и масляной ванны, после чего устанавливается на место крышка ванны. При закрытии ванны необходимо следить за плотностью всех сопрягаемых поверхностей и уплотняющих устройств.

9-7. ЦЕНТРОВКА РОТОРА ГЕНЕРАТОРА

Общие положения. Центровкой ротора вертикального генератора (прицентровка генератора к турбине), выполняемой до соединения валов турбины и генератора, называется процесс выверки и придания установленному на место ротору проектного высотного положения и вертикальности оси его вала, а также совмещения оси вала генератора с осью вала турбины. Вследствие отсутствия заводской контрольной сборки ротора генератора с подпятником на монтаже одновременно с прицентровкой вынужденно выполняется технологическая подгоночная операция по выверке перпендикулярности плоскости трения подпятника и торца фланца вала к оси ротора.

Процесс центровки ротора генератора осуществляется в следующем порядке. Вначале проверяется выполненная ранее центровка вала турбины, фланец и ось которого являются проверочной базой для центровки генератора. Затем предварительно прицентровывается ротор генератора к валу турбины, после чего выверяется перпендикулярность плоскости трения подпятника и торца фланца к оси вала генератора. Завершающей операцией центровки генератора является окончательная прицентровка ротора генератора к турбине.

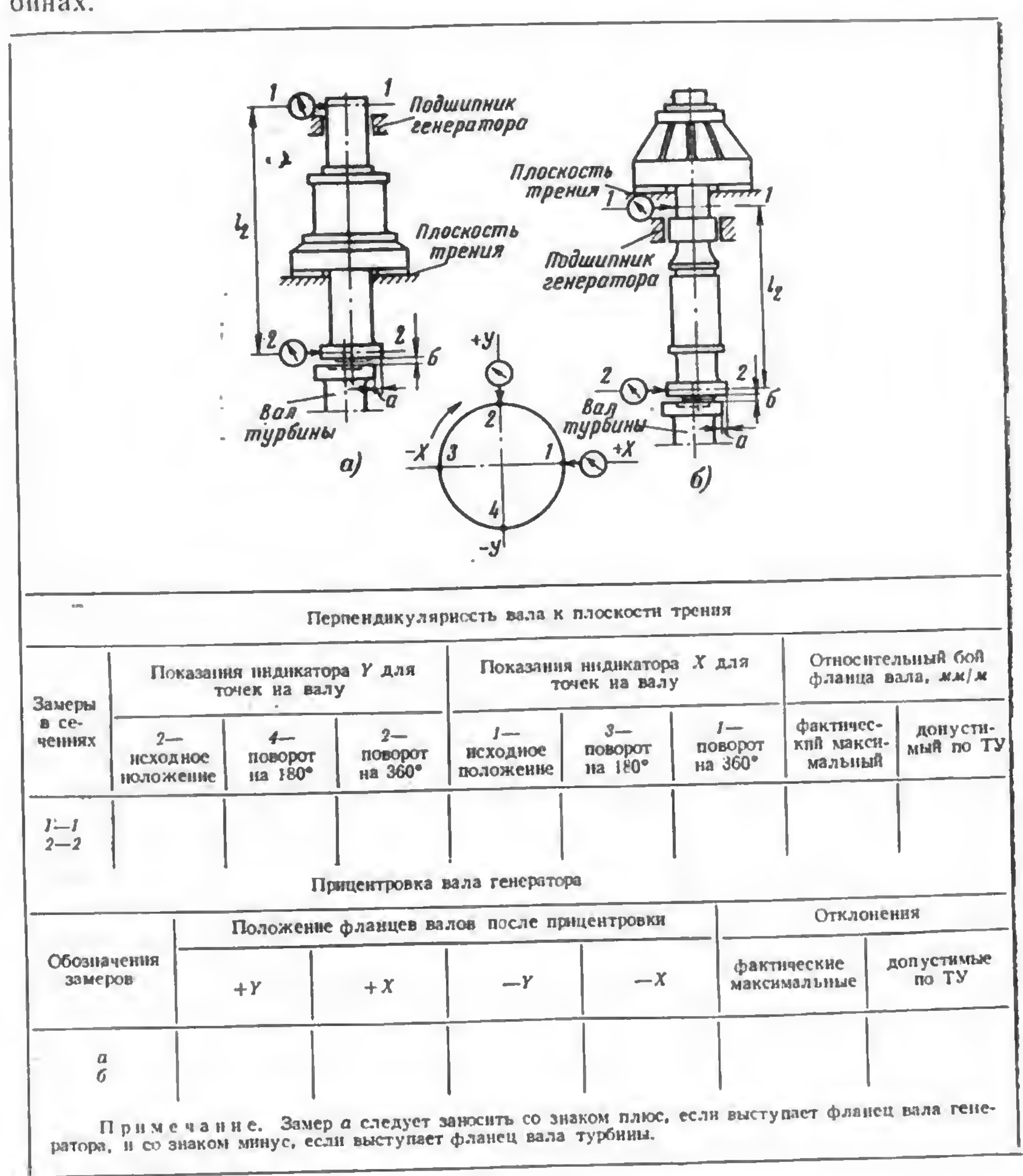
Проверка центровки вала турбины и отметки его фланца должна производиться непосредственно перед прицентровкой к нему ротора генератора, особенно в случаях достаточно длительных перерывов между этими операциями. Если конструкция турбины не позволила установить при монтаже рабочее колесо ниже проектной отметки, то ротор генератора следует устанавливать выше проектной отметки на величину центрирующего буртика фланца вала с запасом в 4—6 *мм*. После прицентровки вала генератора и соединения валов турбины и генератора ротор агрегата опускается на проектную отметку.

Предварительная прицентровка вала генератора к валу турбины. Грубая прицентровка вала генератора к валу турбины производится при установке ротора генератора в проектное положение, когда ротор еще подвешен на кране (см. § 9-5). В процессе более точной прицентровки, предшествующей проверке перпендикулярности плоскости трения подпятника и торца фланца к оси вала и соединению валов генератора и турбины, ротор генератора должен быть расположен на проектной отметке, выверен в вертикальном положении и установлен соосно валу турбины.

Вертикальность вала генератора определяется горизонтальностью нижней торцевой поверхности его фланца. Следовательно, если верхняя торцевая поверхность фланца вала турбины установлена горизонтально, то при одинаковых зазорах между фланцами (параллельности их торцевых поверхностей) вал генератора должен быть вертикален. Поэтому для выверки вертикальности вала генератора необходимо и достаточно установить его так, чтобы разница зазоров между фланцами валов турбины и генератора (непараллельность фланцев) была минимальной и при предварительной прицентровке не превышала 0,1—0,2 *мм*.

Зазоры между фланцами замеряются щупом с помощью дополнительной мерной пластины в четырех (восьми) размеченных заранее сечениях по окружности (рис. 9-21). Непараллельность фланцев устраняется подъемом ротора с соответствующей стороны опорными болтами сегментов подпятника.

Одновременно следует проверить необходимую величину подъема ротора турбины при соединении валов и установить фланец вала генератора на проектной отметке согласно этой величине с точностью до ±1,0 *мм*. Величина подъема рабочего колеса определяется правильностью положения колеса относительно оси направляющего аппарата в радиально-осевых турбинах и зазоров между крышкой рабочего колеса и нижним конусом крышки турбины в поворотнолопастных турбинах.



Перпендикулярность вала к плоскости трения

Замеры в сечениях	Показания индикатора *Y* для точек на валу			Показания индикатора *X* для точек на валу			Относительный бой фланца вала, *мм/м*	
	2—исходное положение	4—поворот на 180°	2—поворот на 360°	1—исходное положение	3—поворот на 180°	1—поворот на 360°	фактический максимальный	допустимый по ТУ
1—1 2—2								

Прицентровка вала генератора

Обозначения замеров	Положение фланцев валов после прицентровки				Отклонения	
	+*Y*	+*X*	—*Y*	—*X*	фактические максимальные	допустимые по ТУ
а *б*						

Примечание. Замер *а* следует заносить со знаком плюс, если выступает фланец вала генератора, и со знаком минус, если выступает фланец вала турбины.

Рис. 9-21. Формуляр центровки ротора генератора.
а — ротор генератора зонтичного типа; *б* — ротор генератора подвесного типа.

Соосность валов турбины и генератора определяется совмещением образующих их фланцев, что проверяется замерами щупом зазоров между лекальной линейкой и образующей выступающего фланца в мерных сечениях. Для предварительной прицентровки несоосность может допускаться до 0,5—1,0 *мм*.

При записи замеров величину выступа фланца генераторного вала относительно турбинного (когда линейка приложена к фланцу генера-

торного вала) следует принимать со знаком плюс, а величину выступа турбинного вала относительно генераторного (линейка приложена к фланцу турбинного вала) — со знаком минус.

Необходимое перемещение ротора генератора для достижения соосности с валом турбины будет равно:

$$a_x = \frac{a_1 - a_3}{2}; \; a_y = \frac{a_2 - a_4}{2},$$

где a — величина несовпадения образующих фланцев.

В современных конструкциях генераторов горизонтальные перемещения ротора осуществляются обычно отжимными болтами сегментов подшипника.

Неперпендикулярность плоскости трения подпятника и торца фланца вала к оси ротора генератора возникает из-за неизбежных технологических погрешностей при обработке втулки и вращающегося диска подпятника и при посадке с натягом втулки на вал. В работе агрегата неперпендикулярность плоскости трения подпятника создает радиальный бой фланца вала генератора, а неперпендикулярность торцевой плоскости вала — его торцевой бой. Как радиальный, так и торцевой бой фланца вала генератора вызывает повышенный бой вала турбины, что может привести к неспокойной работе агрегата, вибрациям и ослаблению соединений его конструктивных элементов, подплавке вкладышей подшипников и сегментов подпятника, а также к задирам и расстройствам уплотнений рабочего колеса турбины.

Проверка перпендикулярности втулки подпятника (плоскости трения) к оси вала осуществляется с помощью индикаторов при повороте ротора генератора на 180°. Поворот ротора производится обычно специальным устройством, посредством которого втулка подпятника или ротор соединяются тросом с крюком крана через систему вспомогательных блоков. Схема проверки показана на рис. 9-21.

Для фиксирования вала генератора и предохранения его от радиального перемещения при поворотах устанавливается на место вкладыш генераторного подшипника, расположенного наиболее близко к подпятнику, с минимальным зазором во вкладыше до 0,1 *мм*. Плоскости вращающегося диска и сегментов смазываются вазелином или животным салом. Вдоль оси вала на фланце его и на шейке у подшипника наносят четыре (восемь) равномерно расположенные по окружности вертикальные риски, образующие условные оси координат X и Y. К этим линиям устанавливают по два индикатора под углом 90° один к другому — у подшипника и вблизи нижнего фланца вала. При повороте ротора на 180° верхние индикаторы покажут смещение вала вследствие наличия зазоров в направляющем подшипнике генератора, а нижние — суммарное смещение вала из-за неперпендикулярности его оси плоскости трения подпятника и наличия зазоров в подшипнике. С целью притирки смазки на сегментах подпятника один поворот ротора делают без записи замеров по индикаторам.

До начала поворота штифты индикаторов следует прижать к валу с натягом в 2—3 *мм* и шкалы их установить на нуль, что даст возможность при повороте отсчитывать только конечные показатели — смещение вала по соответствующей оси. После этого ротор поворачивают на 180° и записывают показания индикаторов. Перед фиксацией показаний индикаторов ослабляют натяжение троса и покачиванием вала убеждаются в отсутствии его перекоса при повороте. Показания индикатора принимают со знаком плюс, если штифт его переместился от оси вала, и со знаком минус при перемещении штифта к оси вала. Это правило знаков дает возможность всегда однозначно определять величину и направление боя вала.

Из полученных показаний индикаторов радиальный бой фланца вала по осям координат будет равен:

по оси X $Б_x = И_{2x} - И_{1x}$;

по оси Y $Б_y = И_{2y} - И_{1y}$,

где $И_1$ — показания верхнего индикатора у подшипника;

$И_2$ — показания нижнего индикатора у фланца вала.

Величина абсолютного радиального боя фланца вала генератора будет равна:

$$Б_г = \sqrt{Б_{гx}^2 + Б_{гy}^2}. \quad (9\text{-}1)$$

Направление этого боя можно определить графически либо аналитически по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{Б_{гy}}{Б_{гx}},$$

где α — угол между осью X и направлением абсолютного боя.

Относительный радиальный бой фланца вала генератора на 1 *м* длины вала равен:

$$\Delta Б_г = \frac{Б_г}{l_2},$$

где l_2 — длина вала генератора.

Для проверки правильности определения боя производят контрольный поворот ротора на 180° с соответствующим вычислением боя фланца.

Одновременно с проверкой радиального боя производится проверка торцевого боя фланца вала генератора. Торцевой бой определяется индикатором, установленным к торцу фланца либо измерениям расстояний между сопрягаемыми поверхностями фланцев турбины и генератора в четырех равномерно расположенных радиальных сечениях с помощью щупа и мерных пластин. Результаты этих замеров, кроме определения величины торцевого боя фланца, могут дать также возможность проконтролировать величину и направление измеренного ранее радиального боя вала генератора, так как из геометрического подобия треугольников (рис. 9-22) видно, что

$$Б_г = Б_{т.г} \frac{l_2}{D_ф}, \quad (9\text{-}2)$$

где $Б_{т.г}$ — торцевой бой фланца вала генератора;

$D_ф$ — диаметр фланца вала.

Допускаемые величины относительного радиального боя вала генератора, определенные из условий технологических возможностей обработки и сборки втулки подпятника, приведены в табл. 9-3.

Таблица 9-3

Допустимые биения вала агрегата при проверке поворотом ротора на подпятнике

Характер боя вала	Место замера	Допустимая величина боя, *мм/м*, при скорости вращения агрегата, *об/мин*, до			
		100	250	375	600
Относительный бой вала турбины	Шейка вала у турбинного подшипника	0,05	0,05	0,04	0,03
Относительный бой вала генератора	Фланец вала генератора	0,03	0,03	0,02	0,015
Абсолютный бой надставки генераторного вала	Посадочная шейка для якоря возбудителя	0,30	0,20	0,15	0,15

Примечание. Во всех случаях величина фактического боя вала у турбинного подшипника не должна превышать:

для агрегата со скоростью вращения до 250 *об/мин* — 0,40 *мм*;

для агрегата со скоростью вращения более 250 *об/мин* — 0,30 *мм*.

Величина допускаемого торцевого боя фланца вала генератора устанавливается возможными погрешностями обработки его торцевой поверхности и аналогично формуле (8-14) (см. § 8-8) может быть равна:

$$Б_{т,г} \leqslant 0{,}04 \frac{l_2}{D_ф}.$$

В случаях, когда радиальный или торцевой бой выходит за пределы допустимого, он должен быть устранен или приведен к норме шлифовкой на клин соответственно опорной поверхности втулки (тыльной стороны вращающегося диска) либо торцевой поверхности фланца вала генератора. Устранение неперпендикулярности втулки подпятника допускается уменьшением толщины на клин изоляционной прокладки подпятника. При центровке окончательная величина торцевого боя фланца вала не должна превышать величины боя по заводскому формуляру.

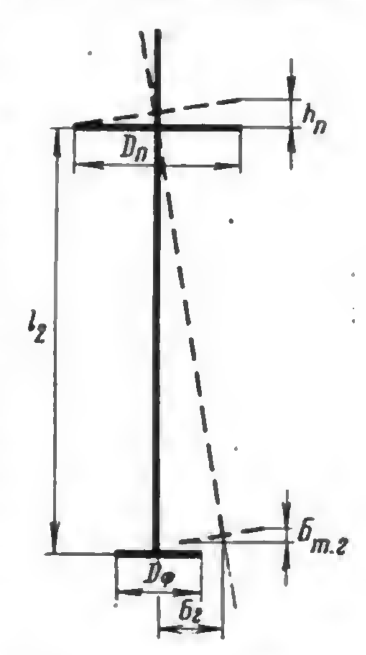


Рис. 9-22. Схема боя фланца вала генератора.

Постановка клиновых прокладок из бумаги или фольги взамен шлифовки, применяемая иногда с целью ускорения и облегчения процесса монтажа, может обеспечить только пуск агрегата и непродолжительное время его эксплуатации. Очень быстро прокладки деформируются или истираются, что приводит к необходимости в процессе эксплуатации вновь производить центровку агрегата с шлифовкой втулки или диска. Поэтому постановка прокладок для устранения боя вала взамен шлифовки опорной поверхности втулки и торца фланца вала, как нарушающая нормальную технологию устранения боя вала не должна допускаться.

Величина клина шлифовки торцевой поверхности фланца вала генератора равна торцевому бою фланца. Величина же клина шлифовки сопрягаемых поверхностей втулки подпятника или диска определяется по радиальному бою фланца вала из геометрического подобия треугольников (рис. 9-22):

$$h_п = Б_г \frac{D_п}{l_2}. \qquad (9\text{-}3)$$

Из того же подобия величина клина может быть определена по торцевому бою фланца вала

$$h_п = Б_{т.г} \frac{D_п}{l_2},$$

где $h_п$ — наибольшая величина клина;

$D_п$ — диаметр втулки или диска подпятника.

Для снятия клина шлифуемую поверхность устанавливают горизонтально и размечают равноотстоящими друг от друга параллельными линиями, расположенными перпендикулярно направлению максимального боя. На этих линиях наносятся и вышабриваются маяки такой глубины, чтобы основания их составили плоскость, перпендикулярную оси вала. Глубина маяков определяется по разметке в зависимости от величины клина, подлежащего снятию шлифовкой, и проверяется с помощью индикатора. Затем торцевой шлифовальной машинкой производится шлифовка плоскости на клин соответственно глубине маяков с контролем по поверочной линейке и плите. По окончании снятия клина генератор собирается, и вновь производится проверка боя вала.

Окончательная прицентровка ротора генератора к валу турбины производится после выверки и доведения до нормы перпендикулярности втулки подпятника и торца фланца к оси вала генератора. При этом вертикальность ротора генератора и его соосность выверяются так же, как и в процессе описанной выше предварительной прицентровки, но значительно точнее. Величины допустимых отклонений при окончательной прицентровке генератора к турбине приведены в табл. 9-4.

Таблица 9-4

Отклонения на прицентровку вала генератора к валу турбины

Характер отклонений	Допустимые отклонения, *мм*
Смещение оси вала генератора относительно вала турбины, измеренное по образующим фланцев	0.1
Непараллельность сопрягаемых поверхностей фланцев при диаметре фланца вала:	
до 600 *мм*	0,020
„ 1 000 *мм*	0,025
„ 1 500 *мм*	0,030
„ 2 200 *мм*	0,035

В генераторах зонтичного типа одновременно с проверкой перпендикулярности втулки подпятника либо при центровке ротора гидроагрегата проверяется также радиальный бой надставки вала. После закрепления надставки на место к верхнему фланцу ее ставятся два индикатора под углом 90° в тех же плоскостях, что и индикаторы на валу генератора (см. рис. 9-25). При проверке ротора генератора записываются также и показания индикаторов у надставки. Радиальный бой надставки вала будет равен разности показаний индикаторов:

$$Б_{нx}=И_{4x}-И_{1x};\quad Б_{нy}=И_{4y}-И_{1y},$$

где $И_4$ — показания индикатора у надставки;

$И_1$ — показания индикатора у подшипника.

Величина абсолютного боя надставки вала равна:

$$Б_н=\sqrt{Б_{нx}^2+Б_{нy}^2}. \qquad (9\text{-}4)$$

Абсолютный бой надставки вала допускается не свыше приведенного в табл. 9-3. Если бой надставки превышает допустимый, то необходимо шлифовать на клин опорную поверхность фланца надставки.

9-8. СОЕДИНЕНИЕ ВАЛОВ ТУРБИНЫ И ГЕНЕРАТОРА

Соединение валов турбины и генератора производится после центровки ротора генератора. Для этого ротор турбины подтягивается вверх к ротору генератора и фланцы их валов прочно и надежно соединяются индивидуально подогнанными и замаркированными болтами. Перед установкой на место болты смазываются ртутной мазью.

До начала соединения валов необходимо проверить совпадение монтажных меток, нанесенных на фланцах обоих валов при совместной обработке валов на заводе, а также маркировку и состояние отверстий соединительных болтов. На сопрягаемых плоскостях фланцев, в болтовых отверстиях и на болтах не должно быть забоин и заусенцев.

Подтягивание ротора турбины производилось ранее обычно четырьмя временными или постоянными соединительными болтами. Однако на средних и крупных турбинах этот процесс является физически тяжелым, длительным и приводящим иногда к защемлению или к задиру болтов и даже к перекосу вала. Поэтому подъем роторов крупных турбин рекомендуется производить с помощью специального устройства с гидравлическими или механическими домкратами.

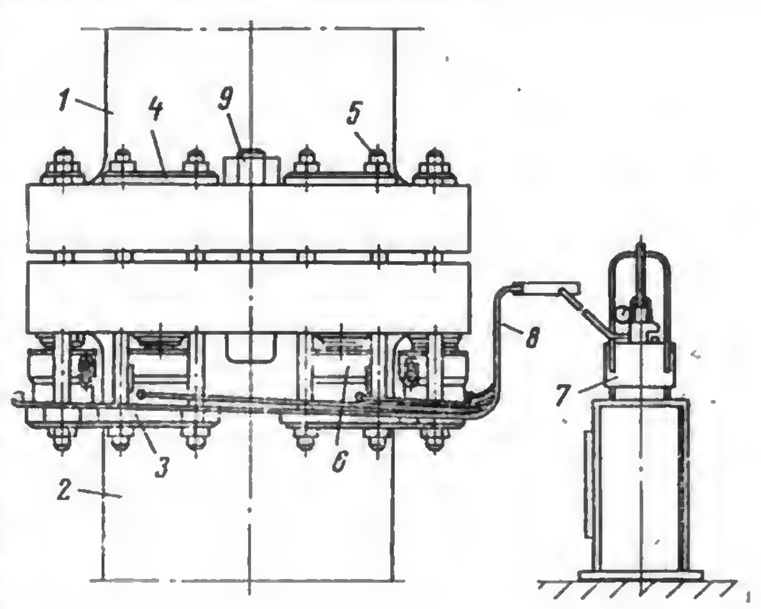


Рис. 9-23. Подъем ротора турбины с помощью домкратов.

1 — вал генератора; 2 — вал турбины; 3 — опорная балочка; 4 — верхняя планка; 5 — шпильки; 6 — домкраты; 7 — гидравлический насос; 8 — масляная магистраль; 9 — соединительный болт.

Преимущества подъема ротора турбины домкратами заключаются в полном отсутствии длительного тяжелого физического труда, повышении качества соединения фланцев и значительном уменьшении затрат времени на соединение валов. Подъем в этом случае производится четырьмя или более домкратами, установленными на фланце генераторного вала или под фланцем вала турбины, с помощью отдельных приспособлений для каждого домкрата, состоящих из двух болтов и опорной балочки (рис. 9-23). Грузоподъемность и количество домкратов определяются весом ротора турбины и количеством соединительных болтов.

Подъем ротора турбины должен производиться всеми домкратами одновременно и равномерно, что обеспечивается гидравлическими домкратами. Для направления фланцев ставится несколько постоянных соединительных болтов, гайки которых в целях безопасности необходимо по мере подъема ротора затягивать, так как при срыве давления в домкратах или повреждениях подъемного устройства ротор может резко опуститься вниз.

По окончании подъема ротора турбины до полного прилегания фланцев, не снимая давления масла в магистрали, полностью затягиваются уже установленные (направляющие) болты, а затем ставятся в соответствии с маркировкой и затягиваются все остальные соединительные болты, а домкраты снимаются. Затягивание гаек крупных болтов производится пневмогидравлическими ключами с проверкой равномерности напряжения в болтах по усилию затягивания или по углу поворота гайки. Гайки сравнительно небольших болтов могут затягиваться ударами кувалды или специального подвесного ударного устройства («барса») по накидному ключу. Сопрягаемые плоскости фланцев должны соприкасаться плотно, так чтобы щуп 0,03 *мм* не проходил между ними. По окончании затягивания гайки должны быть застопорены контргайками, точечной электроприхваткой или другим способом.

9-9. ЦЕНТРОВКА РОТОРА ГИДРОАГРЕГАТА

Центровка ротора гидроагрегата, осуществляемая после соединения валов турбины и генератора, является операцией, контролирующей ранее выполненные раздельно центровки ротора турбины и ротора ге-

нератора. В процессе центровки гидроагрегата выверяется положение в пространстве геометрической оси вала агрегата, а также осевое и высотное положение вращающегося ротора агрегата (рабочего колеса турбины и ротора генератора) относительно неподвижных частей.

Геометрическая ось вала вертикального агрегата теоретически должна быть прямолинейной, являться осью вращения ротора агрегата и совпадать с вертикальной осью натурного установленного гидроагрегата. В этом случае агрегат будет работать спокойно и надежно.

Однако геометрическая ось натурного агрегата всегда непрямолинейна из-за неизбежного излома во фланцевом соединении, обусловленного допускаемыми погрешностями изготовления. Она также не является осью вращения ротора вследствие неперпендикулярности в пределах допусков плоскости трения подпятника к геометрической оси вала генератора. Геометрическая ось вала не совпадает полностью с вертикальной осью агрегата из-за неизбежной некоторой неточности изготовления и монтажа элементов агрегата. В связи с этим основная задача центровки ротора гидроагрегата состоит в проверке и обеспечении в пределах допустимых отклонений прямолинейности геометрической оси вала, а также совмещения ее с осью вращения и с вертикальной осью агрегата.

Совмещение оси вала с вертикальной осью агрегата заключается в установлении их соосного положения и устранении уклона вала от вертикали. Величина отклонений от соосности и уклон вала могут допускаться в пределах зазоров между вращающимися и неподвижными элементами агрегата. Поэтому для обеспечения соосности и допустимого уклона вала в процессе центровки необходимо замерить все эти зазоры и установить их в соответствии с нормами.

Уклон вала, если он не выводит зазоры между вращающимися и неподвижными элементами агрегата из допускаемых пределов, может не проверяться при центровке агрегата в связи с тем, что вал турбины, а следовательно, и вал генератора при раздельной центровке были установлены вертикально. Однако при необходимости такая проверка может быть произведена с помощью четырех струн аналогично центровке турбины. Измерить же уклон вала индикаторами при повороте ротора нельзя, так как индикаторы могут показать только отклонение вала от оси его вращения.

Проверка прямолинейности оси вала и совмещения ее с осью вращения агрегата производится поворотом ротора обычно на 180° и замерами отклонений вала с помощью индикаторов. Последовательность и технология проверки аналогичны последовательности и технологии центровки генератора.

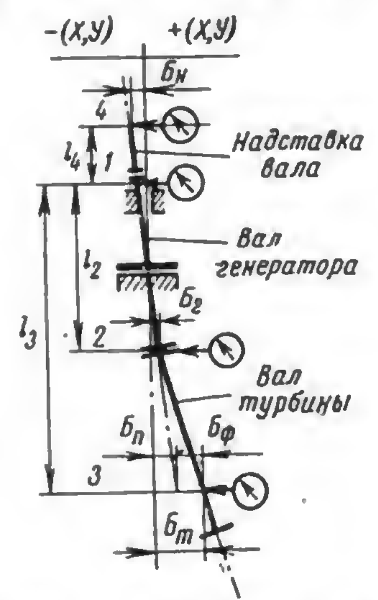


Рис. 9-24. Схема оси вала гидроагрегата.

Поворот ротора агрегата производится тем же устройством, что и поворот ротора генератора. Однако в связи с увеличением веса ротора после соединения валов турбины и генератора и повышением опасности сдвига ротора агрегата при повороте целесообразно этот поворот производить с помощью тросов через два диаметрально противоположных блока. Вкладыш направляющего подшипника, наиболее близко расположенного к подпятнику, должен быть установлен так же, как и при центровке генератора. Все остальные подшипники не должны иметь вкладышей, а рабочее колесо необходимо освободить от расклинивания. Во всех мерных плоскостях — вверху надставки вала (в поворотнолопастных турбинах), у подшипника генератора с установленным

вкладышем у фланца вала генератора и у турбинного подшипника — устанавливаются по два индикатора под углом 90°. На валах и фланце генераторного вала в мерных сечениях наносятся по четыре вертикальные риски, равномерно расположенные по окружности и находящиеся в одних вертикальных плоскостях.

Вначале для контроля производится один-два поворота ротора, а затем он поворачивается на 180° с точностью до ±5°, и записываются показания всех индикаторов. Правильность замеров контролируется повторением поворота на 180°. По полученным показаниям индикатора определяется общий бой нижнего конца вала турбины, бой фланца генераторного вала и бой надставки вала (рис. 9-24). Направление боя определяется так же, как и при центровке ротора генератора.

Общий бой вала турбины по осям координат будет равен:

$$Б_{тx} = И_{3x} - И_{1x};\ Б_{тy} = И_{3y} - И_{1y}.$$

Отсюда величина абсолютного боя вала турбины

$$Б_т = \sqrt{Б_{тx}^2 + Б_{тy}^2}. \qquad (9\text{-}5)$$

Относительный бой вала турбины на 1 *м* длины вала

$$\Delta Б_т = \frac{Б_т}{l_3},$$

где l_3 — расстояние между индикаторами, установленными у подшипников турбины и генератора.

Величина радиального боя фланца генератора определяется по формуле (9-1), а боя надставки вала — по формуле (9-4).

Допустимые величины относительного боя вала генератора и вала турбины, а также абсолютного боя надставки вала приведены в табл. 9-3. Если фактические величины боя не превышают допустимых, то проверка положения геометрической оси вала гидроагрегата может быть закончена и данные проверки занесены в формуляр (рис. 9-25). В противном случае необходимо установить и устранить причины повышенного боя.

Вследствие того, что бой надставки вала зависит не только от излома во фланцевом соединении его, но и от перпендикулярности оси вала генератора плоскости трения подпятника, устранение боя надставки вала целесообразно производить после доведения до нормы боя вала генератора из-за неперпендикулярности способом, приведенным выше.

Общий бой вала турбины является суммой двух составляющих: боя из-за излома линии вала во фланцевом соединении валов турбины и генератора и боя вследствие неперпендикулярности плоскости трения подпятника к оси вала генератора, т. е.

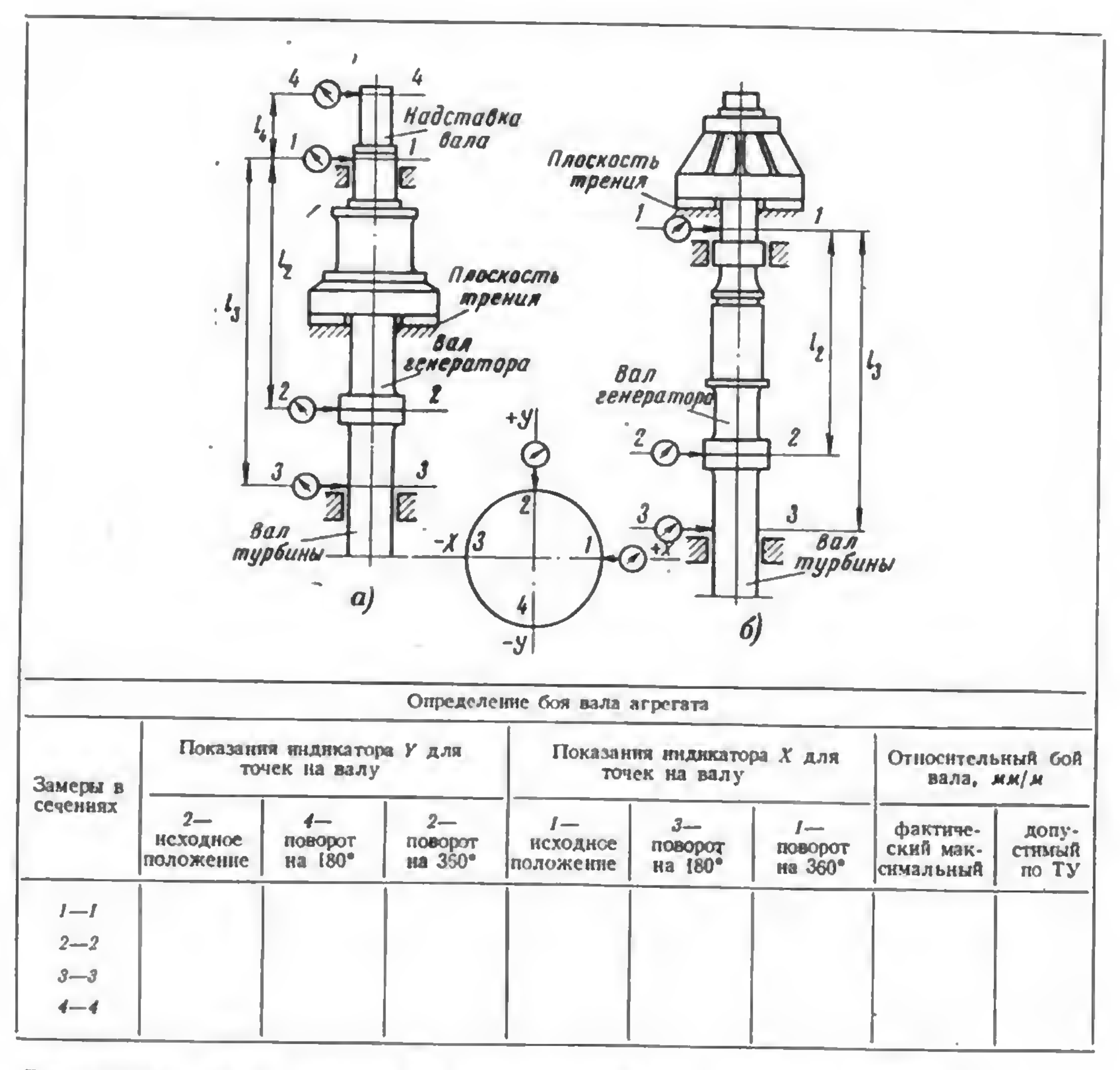
$$Б_т = Б_ф + Б_п,$$

где $Б_ф$ — бой вала турбины из-за излома во фланцевом соединении валов;

$Б_п$ — бой вала турбины из-за неперпендикулярности плоскости трения подпятника.

В связи с этим для возможности устранения причин повышенной вибрации ротора агрегата следует общий бой вала турбины разделить на его составляющие: бой вследствие излома во фланцах и бой из-за неперпендикулярности плоскости трения подпятника. Бой вала турбины из-за неперпендикулярности плоскости трения подпятника к оси вала генератора равен:

$$Б_п = Б_г \frac{l_3}{l_2}.$$



Определение боя вала агрегата

Замеры в сечениях	Показания индикатора У для точек на валу			Показания индикатора Х для точек на валу			Относительный бой вала, *мм/м*	
	2— исходное положение	4— поворот на 180°	2— поворот на 360°	1— исходное положение	3— поворот на 180°	1— поворот на 360°	фактический максимальный	допустимый по ТУ
1—1								
2—2								
3—3								
4—4								

Рис. 9-25. Формуляр проверки оси вала гидроагрегата с поворотом на 180°.
а — гидроагрегат с генератором зонтичного типа; *б* — гидроагрегат с генератором подвесного типа.

Тогда бой вала турбины вследствие излома линии вала агрегата во фланцевом соединении будет равен:

$$Б_ф = Б_т - Б_н = Б_т - Б_г \frac{l_3}{l_2}. \qquad (9\text{-}6)$$

Устранение недопустимой неперпендикулярности плоскости трения подпятника к оси вала генератора, как уже было сказано, производится шлифовкой на клин нерабочей поверхности вращающегося диска (опорной поверхности втулки подпятника). Величина этого клина определяется по формуле (9-3).

Бой во фланцевом соединении валов при превышении норм, указанных выше, устраняется также шлифовкой на клин сопрягаемой поверхности фланца вала генератора аналогично шлифовке вращающегося диска (втулки подпятника). При этом высота клина шлифовки равна:

$$h_ф = Б_ф \frac{D_ф}{l_3 - l_2},$$

где $D_ф$ — диаметр фланца вала.

В качестве примера рассмотрим результаты центровки ротора гидроагрегата со следующими параметрами: диаметр фланцев валов $D_ф = 2{,}2$ *м*, наружный диаметр диска подпятника $D_п = 3{,}7$ *м*, скорость

вращения агрегата 62,5 *об/мин*, а расстояния от мерного сечения у подшипника генератора до фланца вала генератора $l_2=7{,}0$ *м*, до индикатора на шейке вала турбины $l_3=11{,}0$ *м* и до индикатора сверху надставки вала $l_4=3{,}0$ *м*. Показания индикаторов при повороте ротора на 180° и определение боя вала в мерных сечениях сведены в табл. 9-5.

Таблица 9-5

Определение боя вала при центровке ротора гидроагрегата

Мерные сечения на валу агрегата	Расстояние до подшипника генератора		Показания индикаторов при повороте на 180°		Вычисления абсолютного боя вала, *мм*			Относительный бой вала, *мм/м*	
	Обозначение	Величина, *м*	$И_x$	$И_y$	Бой по оси X	Бой по оси Y	Абсолютный бой	Фактический максимальный	Допустимый по ТУ
Верхний подшипник генератора	—	—	0,06	—0,02	—	—	—	—	—
Фланцевое соединение валов	l_2	7,0	0,26	—0,18	0,20	—0,16	0,26	0,034	0,030
Вал турбины у подшипника	l_3	11,0	—0,42	0,32	—0,48	0,34	0,60	0,054	0,050
Верх надставки вала	l_4	3,0	—0,28	0,20	—0,34	0,22	0,41	0,41	0,30

Вычисления результатов центровки примера показали, что величина относительного боя вала турбины $\Delta Б_т$ составляет 0,054 *мм/м* при допустимом бое вала такой скорости вращения агрегата — 0,050 *мм*. Превышение относительного боя турбинного вала сверх допустимого получается незначительным. Однако величина абсолютного боя вала турбины $Б_т$ составляет 0,60 *мм*, тогда как максимальная величина общего боя вала турбины у турбинного подшипника для агрегата со скоростью вращения до 250 *об/мин* допускается не более 0,40 *мм*. Следовательно, нужно производить исправление линии вала гидроагрегата.

Вначале следует разделить полученный общий бой турбинного вала на его составляющие: бой вследствие излома линии вала во фланцевом соединении и бой из-за неперпендикулярности плоскости трения подпятника к оси вала генератора.

По данным замеров и вычислений в табл. 9-5 бой из-за неперпендикулярности втулки подпятника равен:

$$Б_п = Б_т \frac{l_3}{l_2} = 0{,}26 \frac{11{,}0}{7{,}0} = 0{,}41 \text{ мм},$$

тогда бой из-за излома во фланцевом соединении

$$Б_ф = Б_т - Б_п = 0{,}60 - 0{,}41 = 0{,}19 \text{ мм}.$$

Величина клина на вращающемся диске или втулке подпятника, которую необходимо снять шлифовкой, из формулы (9-3) равна:

$$h_п = Б_т \frac{D_п}{l_2} = 0{,}26 \frac{3{,}7}{7{,}0} = 0{,}14 \text{ мм}.$$

На фланце вала генератора следует шлифовать клин высотой

$$h_ф = Б_ф \frac{D_ф}{l_3 - l_2} = 0{,}19 \frac{2{,}2}{11{,}0 - 7{,}0} = 0{,}11 \text{ мм}.$$

После шлифовки вращающегося диска (втулки подпятника) и фланца вала генератора должна быть произведена повторная центровка ротора гидроагрегата поворотом на 180°.

Проверка общей линии вала агрегата может быть выполнена и с установкой по одному индикатору в каждом мерном сечении в направлении, перпендикулярном натяжению троса поворотного устройства. Процесс производства центровки и определения биения вала аналогичен описанному выше, но ротор в этом случае поворачивается на 360° с замерами состояния линии вала через 45°.

Фактическое биение шейки вала у турбинного подшипника при повороте ротора гидроагрегата на 180 или 360° не должно превышать величины минимального суммарного зазора в подшипнике турбины. В противном случае должно быть уменьшено биение вала путем дополнительной шлифовки опорной поверхности втулки подпятника (вращающегося диска).

По окончании центровки ротора агрегата проверяется его положение относительно неподвижных элементов турбины и генератора.

Высотное и осевое положения ротора агрегата проверяются с зажатым вкладышем подшипника генератора и неустановленным вкладышем турбинного подшипника. Замеры осевого положения рабочего колеса, а также зазоров в лабиринтных уплотнениях рабочих колес радиально-осевых турбин и между лопастями и камерой рабочего колеса поворотнолопастных турбин заносятся в формуляры установки рабочего колеса. При этом отклонения высотного положения рабочего колеса допускаются в пределах величин, приведенных в табл. 8-8, а отклонения зазоров в лабиринтных уплотнениях и в камере рабочего колеса не должны превышать 20% величин проектных зазоров.

Проверяется также концентричность шейки вала турбины относительно корпуса турбинного подшипника. Эксцентричность положения вала в корпусе подшипника не должна превышать величину сдвига ротора агрегата по подпятнику, определяемую зазором в зажатом подшипнике, и боя вала турбины из-за излома во фланцевом соединении.

Высотное положение ротора гидроагрегата относительно неподвижных элементов генератора определяется совмещением средней линии ротора генератора со средней линией его статора, что проверяется замерами расстояний от головок обмоток полюсов до верхней и нижней поверхностей кольца активной стали статора. Отклонение средней линии ротора от средней линии статора, определенное как среднее арифметическое отклонение по каждому полюсу, не должно превышать 0,5% высоты активной стали статора. При этом средняя линия статора является средней арифметической середины высоты активной стали не менее чем в 12 противоположных сечениях.

При поворотах ротора гидроагрегата в процессе центровки проверяется также бой поверхности трения тормозного диска, величина которого не должна превышать 5 *мм*.

Осевое положение ротора генератора определяется измерением воздушного зазора между полюсами ротора и расточкой статора вверху и внизу каждого полюса с помощью мерных пластин, приваренных к стальному прутку, либо клиновым или раздвижным щупом. При этом величиной воздушного зазора считается полусумма замеров вверху и внизу полюса. Отклонения воздушных зазоров не должны превышать ±10% среднего арифметического зазора. Схемы выверки высотного и осевого положения ротора относительно статора приведены на рис. 9-26.

При повороте ротора агрегата могут быть дополнительно проверены концентричности статора и ротора генератора. Концентричность ротора проверяется замерами воздушного зазора по каждому полюсу в одном месте расточки статора, а концентричность статора — замерами воздушного зазора по одному полюсу при повороте ротора.

По окончании центровки ротора агрегата на место устанавливаются вкладыши всех подшипников турбины и генератора, порядок заводки которых рассмотрен ниже. Бетонирование фундаментных плит

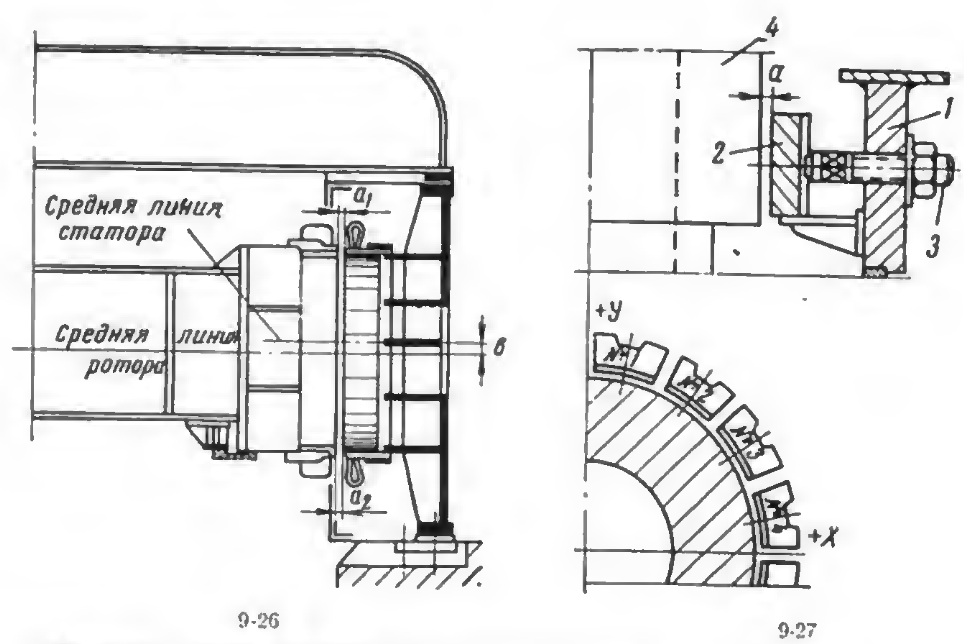


Рис. 9-26. Схема проверки положения ротора генератора.

Рис. 9-27. Схема проверки зазоров в подшипнике генератора.
1 — корпус подшипника; *2* — сегмент; *3* — упорный винт; *4* — вал генератора.

статора и нижней крестовины производится также после окончания центровки агрегата. По затвердении бетона статор и нижняя крестовина фиксируются на плитах контрольными штифтами. Пуски и прокрутки гидроагрегата до затвердения бетона и постановки контрольных штифтов производиться не должны.

9-10. МОНТАЖ НАПРАВЛЯЮЩИХ ПОДШИПНИКОВ

Монтаж генераторных подшипников и установка вкладышей турбинного подшипника производятся по окончании центровки агрегата. На монтажной площадке вкладыши подшипников должны быть предварительно проверены и пришабрены по валу до установки его на место аналогично подготовке вкладышей турбинного подшипника.

До начала установки вкладышей всех подшипников три-четыре противорасположенных сегмента верхнего подшипника генератора плотно прижимаются упорными болтами к валу. При этом необходимо следить с помощью индикатора за тем, чтобы вал не был смещен из положения, зафиксированного центровкой ротора агрегата. Затем устанавливается вкладыш турбинного подшипника и расцентровывается по валу. После этого ставятся сегменты нижнего подшипника генератора (при его наличии) и расцентровываются по валу так, чтобы расточка его вкладыша была соосна расточке турбинного подшипника.

Регулирование зазоров между сегментами генераторных подшипников и валом в зависимости от конструктивного выполнения опор сегментов осуществляется различно.

В подшипниках с клиновыми упорами сегментов зазоры регулируются припиловкой или шлифовкой сопрягаемых поверхностей клиновых плиток. Если упоры сегментов осуществлены в виде упорных плиток с регулирующими прокладками, то зазоры в подшипнике устанавливаются изменением толщины прокладок и необходимой обработкой упорных плиток.

В подшипниках с винтовыми упорами сегментов регулирование зазоров производится изменением положения упорных винтов. При ре-

гулировке зазоров вначале все сегменты плотно прижимаются к валу вспомогательными отжимными винтами с проверкой индикаторами выверенного ранее положения вала. Затем упорные винты перемещаются так, чтобы между сферической головкой винта и упорной плиткой было расстояние, равное требуемому зазору в подшипнике. После этого вспомогательные отжимные винты вывертываются на 5—10 *мм*, стопорятся контргайками упорные и отжимные винты и с помощью щупа проверяются зазоры между каждым сегментом и валом (рис. 9-27). Отклонения фактических зазоров от проектных в генераторных подшипниках допускаются не более ±10%.

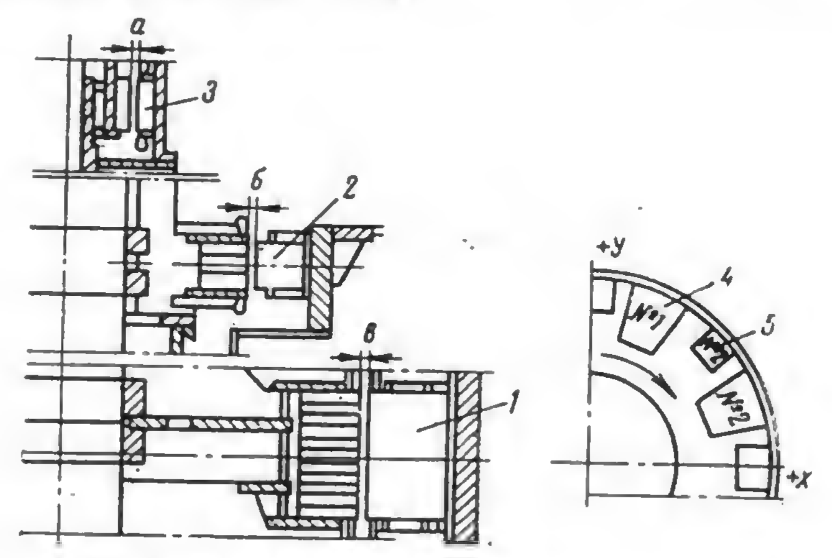


Рис. 9-28. Схема проверки воздушных зазоров в системе возбуждения и в регуляторном генераторе.

1 — возбудитель; *2* — подвозбудитель; *3* — регуляторный генератор; *4* — главные полюсы; *5* — дополнительные полюсы.

По окончании регулирования зазоров устанавливают маслоохладители и производят гидравлическое испытание их давлением 3,5—4,0 *кгс/см²* в течение 1 *ч*. Затем монтируют аппаратуру термического контроля и проверяют сопротивление изоляции от блуждающих токов. Особое внимание необходимо обращать на чистоту при сборке масляной ванны и на обеспечение отсутствия протечек масла через стыковые уплотнения ванны и уплотнения крышки турбины на валу. Масляные и водяные трубопроводы системы смазки и охлаждения до установки должны быть тщательно очищены и промыты.

9-11. МОНТАЖ СИСТЕМЫ ВОЗБУЖДЕНИЯ

Конструктивные компоновки оборудования системы возбуждения современных крупных гидрогенераторов разнообразны. Так, при электромашинной системе возбуждения у генераторов зонтичного типа якорь возбудителя насаживается на надставку вала генератора в горячем состоянии, а у подвесных генераторов он крепится диском своего остова на верхнем торце втулки подшипника. Якорь подвозбудителя в обоих случаях устанавливается на якоре возбудителя. Магнитная система возбудителя в зонтичных генераторах располагается непосредственно на верхней крестовине, а в подвесных генераторах — на масляной ванне подпятника. Ротор вспомогательного генератора в ионной системе возбуждения устанавливается на диске остова ротора генератора, а статор крепится к нижней части верхней крестовины. При наличии подвозбудителя в этой системе он устанавливается сверху генератора. Различно также и размещение контактных колец. Регуляторные генераторы располагаются над возбудителем либо сразу над ротором

генератора. В связи с этим единой технологии в монтаже оборудования системы возбуждения установить нельзя, и ниже будут рассмотрены только основные общие технологические указания по сборке, установке и выверке элементов системы возбуждения.

Якоря и магнитные системы возбудителя и подвозбудителя поставляются обычно в собранном виде. До установки на место целесообразно производить контрольную сборку системы на монтажной площадке с целью проверки концентричности положения якорей относительно магнитной системы. Для этого якорь возбудителя устанавливается вертикально на выкладках или другом основании и на него опускается магнитная система так, чтобы ось якоря совпадала с центром окружности расположения полюсов магнитной системы. Проверка концентричности якоря и магнитной системы выполняется замерами воздушных зазоров между полюсами и якорем. Величина воздушных зазоров по отдельным полюсам может изменяться постановкой подкладок под полюсы. После выверки якорь возбудителя устанавливается на вал генератора или втулку подпятника и крепится болтами со стопорными шайбами. Посадка якоря на надставку вала, если это не выполнено на заводе, производится с подогревом якоря. Затем на место устанавливается магнитная система возбудителя, расцентровывается по якорю и закрепляется болтами. Таким же способом монтируется и подвозбудитель.

Магнитные системы возбудителя и подвозбудителя должны быть установлены концентрично относительно якорей так, чтобы воздушные зазоры их, замеренные по всем полюсам, не отличались один от другого более чем на $\pm 10\%$ (рис. 9-28).

Высотное положение возбудителя и подвозбудителя выверяется совмещением средних линий их якорей и полюсов. Отклонения средних линий якорей относительно средних линий полюсов магнитной системы допускаются не более 1% высоты активной стали якорей.

Монтаж возбудителя и подвозбудителя может осуществляться и блочным способом. В этом случае на монтажной площадке производится контрольно-укрупнительная сборка блока якорей возбудителя и подвозбудителя блока магнитных систем с выверкой их осевого и высотного положения. По окончании контрольной сборки на место вначале устанавливается блок якорей, а затем блок магнитных систем. Установление правильности воздушных зазоров и положения средних линий производится на монтажной площадке с последующей проверкой после установки системы на место.

При установке щеток коллекторов и щеткодержателей необходимо располагать их в высотном положении так, чтобы во время работы агрегата коллектор по всей своей высоте соприкасался со щетками. Расстояния между группами щеток по окружности коллекторов должны быть равными, с отклонениями не более 2 *мм*.

Контактные кольца в стыках рабочей поверхности не должны иметь уступов, а бой контактных колец и коллекторов не должен превышать для генераторов со скоростью вращения до 100 *об/мин* — 2 *мм*; 250 *об/мин* — 1,5 *мм*; 375 *об/мин* — 0,7 *мм*; 600 *об/мин* — 0,5 *мм*.

9-12. МОНТАЖ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ГЕНЕРАТОРА

Система воздушного охлаждения генератора по замкнутому циклу состоит из следующих элементов: воздухоохладителей, водяных трубопроводов, камер холодного и горячего воздуха, воздухоразделяющих щитов и лопастей вентиляторов, расположенных на роторе.

Воздухоохладители перед установкой должны быть тщательно очищены от грязи и ржавчины, продуты чистым сухим сжатым воздухом и

испытаны гидравлическим давлением 3,5—4,0 *кгс/см²* в течение 1 *ч*. После этого воздухоохладители устанавливаются на место, что обычно осуществляется подвешиванием их на наружной стенке корпуса статора. Для возможности выключения отдельных воздухоохладителей на входе и выходе воды каждого из них устанавливаются задвижки.

Водяные трубопроводы прокладываются от общей системы технического водоснабжения станции. При этом для ускорения монтажа все трубы системы охлаждения могут заготовляться звеньями на монтажной площадке заранее, а на месте могут производиться только укладка, соединение звеньев между собой и присоединение их к воздухоохладителям и магистральным трубопроводам. До установки их на место водяные и воздушные трубопроводы должны быть тщательно очищены. После установки и присоединения трубопроводов к воздухоохладителям производятся гидравлические испытания всей системы воздухоохлаждения давлением 3,5—4,0 *кгс/см²* в течение 1 *ч*.

При сборке перекрытий генератора и камер горячего и холодного воздуха необходимо обращать внимание на тщательность уплотнения их с тем, чтобы горячий воздух не мог проникать в зону холодного воздуха помимо воздухоохладителей.

Воздухоразделяющие щиты и лопасти вентиляторов должны быть надежно закреплены, а болты и гайки их креплений — застопорены. Расстояния от воздухоразделяющих щитов до лопастей вентиляторов могут иметь отклонения только в сторону увеличения до 30% их проектных величин.

В связи с тем, что установившихся конструктивных схем непосредственного водяного охлаждения обмоток статора пока еще нет, способы монтажа такого охлаждения в настоящем разделе не приводятся и монтаж его в каждом отдельном случае должен производиться по специальным указаниям заводов-изготовителей и под техническим руководством их шеф-персонала.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

МОНТАЖ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

10-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО МОНТАЖУ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

В связи с тем, что горизонтальные гидроагрегаты в современном гидроэнергостроительстве применяются в основном двух типов: агрегаты с турбинами со спиральной камерой и капсульные агрегаты, — в настоящей главе рассматриваются лишь вопросы технологии монтажа агрегатов этих типов.

Процесс монтажа горизонтальных гидроагрегатов, так же как и монтаж вертикальных гидроагрегатов, включает установку закладных частей турбины, сборку и монтаж рабочих механизмов турбины, сборку и монтаж генераторов, центровку турбины, генератора и агрегата. Однако порядок и технология выполнения монтажных операций по горизонтальным агрегатам обоих типов не только отличаются от монтажных операций по вертикальным агрегатам, но и коренным образом различаются между собой. В соответствии с этим ниже кратко изложены раздельно основные положения по монтажу горизонтальных гидроагрегатов с радиально-осевыми турбинами со спиральной камерой и горизонтальных капсульных гидроагрегатов с поворотнолопастными турбинами.

10-2. МОНТАЖ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ГИДРОАГРЕГАТА С ТУРБИНОЙ СО СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРОЙ

Монтаж горизонтального гидроагрегата с турбиной со спиральной камерой (рис. 10-1) начинается приемкой фундаментов турбины и генератора, а также главных осей агрегата, зафиксированных на надежно закрепленных скобах, и высотных реперов. При натягивании стальных струн по главным осям следует проверить их взаимную перпендикулярность.

Монтаж закладных деталей гидротурбины (см. рис. 2-17) включает установку в первую очередь спиральной камеры турбины, являющейся базовой деталью агрегата, определяющей правильность установки всего гидроагрегата. Поэтому установка спиральной камеры в проектное положение, выверка и закрепление ее должны быть произведены особенно тщательно.

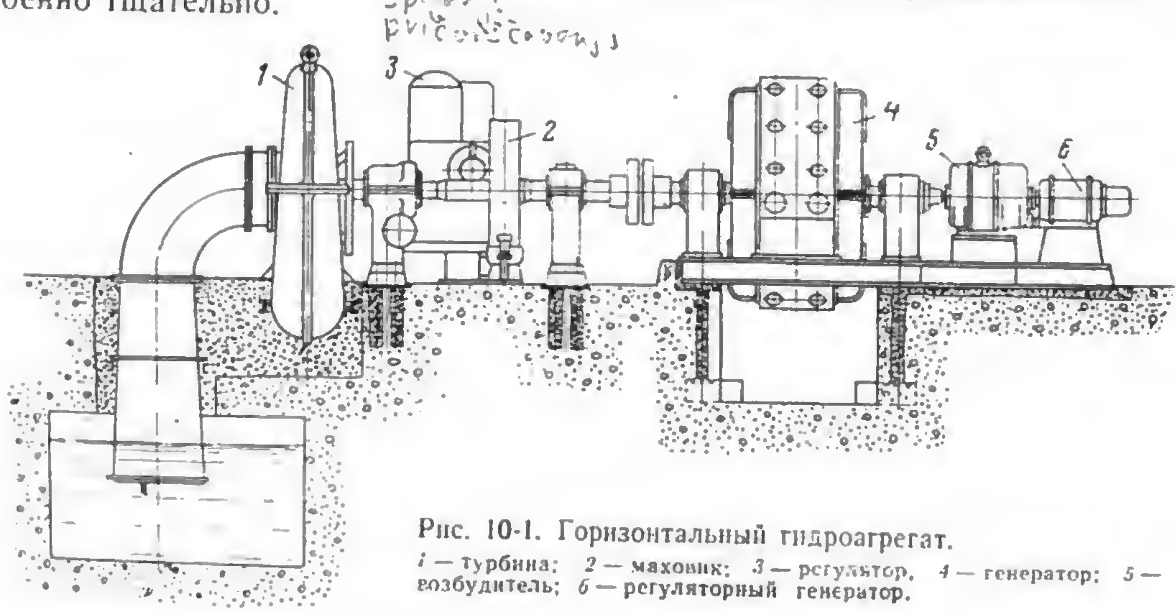


Рис. 10-1. Горизонтальный гидроагрегат.

1 — турбина; 2 — маховик; 3 — регулятор, 4 — генератор; 5 — возбудитель; 6 — регуляторный генератор.

Сборка спиральной камеры, состоящей из двух частей, обычно производится в проектном положении. На заранее заделанных в бетон металлических балках устанавливается и выверяется нижняя половина спиральной камеры. Плоскость разъема ее покрывается суриком, после чего ставится и закрепляется верхняя половина камеры.

Правильность установки спиральной камеры в плане проверяется по главным осям агрегата. Положение ее в вертикальной и горизонтальной плоскостях выверяется по фланцам для крышек турбины и фланцу подводящего штуцера с помощью уровня или отвеса. Особое внимание следует обращать на совмещение оси подводящего патрубка камеры с осью напорного трубопровода. Перемещение камеры по высоте производится металлическими подкладками, устанавливаемыми под ее лапами. По окончании выверки спиральная камера закрепляется болтами к опорным балкам.

После монтажа спиральной камеры на место устанавливается вначале подводящий патрубок, а затем затвор и монтажный патрубок (рис. 10-2). Затвор, заранее прошедший ревизию, устанавливается в собранном виде.

Монтаж рабочих механизмов гидротурбины. Установку корпусов подшипников турбины необходимо производить с закрепленными к ним фундаментными плитами на хорошо зачищенную и проверенную по уровню поверхность фундамента. Поперечные оси подшипников определяются замерами от оси спирали и наносятся на фундаменте. Затем в соответствии с этой разметкой устанавливаются корпуса подшипни-

ков, высотное положение которых регулируется металлическими подкладками, заложенными под фундаментные плиты. Толщина подкладок для обеспечения возможности подливки плит бетоном должна быть не менее 40—50 *мм*.

Для проверки соосности подшипников турбины и совмещения их оси с продольной осью агрегата через спиральную камеру и оси подшипников натягивается горизонтально струна. Правильность установки струны по центру спиральной камеры проверяется штихмасом с микрометрической головкой.

Центровка корпусов подшипников турбины относительно продольной оси агрегата производится штихмасом по расточкам для вкладышей.

По окончании проверки корпусов подшипников фундаментные болты раскрепляются в своих штрабах так, чтобы они были расположены вертикально в центре отверстия плиты и не могли сместиться при бетонировании. Затем производится бетонирование фундаментных болтов, а также опорных балок спиральной камеры и отсасывающей трубы, если они не были забетонированы ранее.

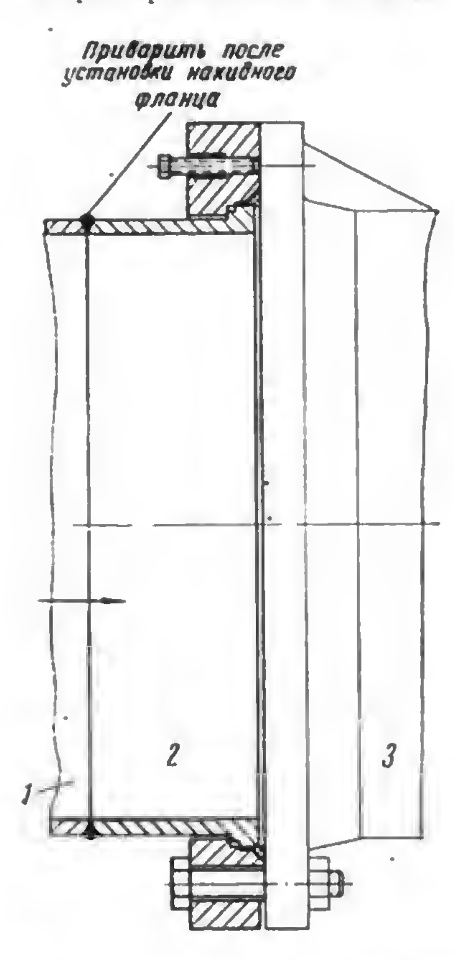


Рис. 10-2. Монтажный патрубок.
1 — напорный трубопровод; *2* — монтажный патрубок; *3* — затвор.

При монтаже направляющего аппарата в проектном положении или при укрупнительной сборке его на монтажной площадке вначале устанавливаются на место в переднюю крышку турбины стаканы осей лопаток и предварительно закрепляются болтами. Потом на переднюю крышку устанавливается наружное кольцо лабиринтного уплотнения рабочего колеса. С наружным кольцом лабиринтного уплотнения и стаканами лопаток крышка устанавливается на место и закрепляется болтами. Уплотняется крышка на спиральной камере свинцовым суриком и резиновым шнуром.

После этого устанавливаются все лопатки направляющего аппарата в закрытом положении, на место ставится задняя крышка с таким же уплотнением, как и передняя, и предварительно крепится несколькими болтами. Проверяются легкость поворота направляющих лопаток и отсутствие защемления их во втулках крышек, после чего задняя крышка окончательно закрепляется болтами.

Зазоры между торцами лопаток и крышками турбины должны быть равномерными с обеих сторон и находиться в пределах 0,2—0,6 *мм*. Проверяются они с помощью щупа и регулируются затягиванием болтов фланца стакана. Зазоры между лопатками в закрытом положении не допускаются.

Затем на лопатки навешиваются рычаги, устанавливается регулирующее кольцо и рычаги фиксируются на осях лопаток штифтами. С помощью регулирующего кольца лопатки поворачиваются в положение полного открытия, и замеряется величина максимального открытия направляющего аппарата по каждой лопатке.

Установка опоры рычага регулятора и соединение регулирующего кольца со штоком сервомотора производятся через регулирующую тя-

гу и рычаг после установки на место автоматического регулятора скорости. Соединение регулирующего кольца с сервомотором должно выполняться с натягом в 3—5 *мм*.

Вал турбины устанавливается на вкладыш подшипника вместе с маховиком, состоящим обычно из двух частей и посаженным на вал на монтажной площадке.

Посадка рабочего колеса на вал в большинстве конструкций гидротурбин производится через отверстие для отводящего патрубка в задней крышке турбины. При этом в случае большого веса колеса необходимо применять приспособление для подтягивания колеса к валу. Перед посадкой рабочего колеса на место проверяется штихмасом расцентровка вала по лабиринтному уплотнению с тем, чтобы лабиринтные кольца не были измяты при постановке колеса. Закрепление рабочего колеса на валу производится преимущественно гайками различной конструкции с надежным предохранением их от ослабления.

Центровка ротора турбины. При проверке правильности положения (центровке) установленного ротора турбины вначале замеряются щупом зазоры между валом и нижними вкладышами подшипников. Отсутствие зазоров покажет, что вал полностью опирается на оба подшипника. Затем проверяется уровнем горизонтальность ротора турбины с помощью валового уровня, устанавливаемого на шейку вала последовательно в обоих подшипниках. Для проверки правильности полученных показаний уровня его следует повернуть на 180°, установить точно на прежнее место и вновь произвести замер. В случае несовпадения показаний уровней в обоих положениях следует принимать среднее арифметическое из двух показаний, если разница не превышает одного деления уровня, либо выяснить причину расхождения. Допускаемый уклон вала не должен превышать 0,04—0,06 *мм* на 1 *м* длины вала.

Одновременно уровнем проверяется также поперечное положение корпуса подшипника. Допускаемый уклон в поперечном положении не должен быть более 0,1 *мм* на 1 *м* длины вала.

После этого проверяются радиальные зазоры между рабочим колесом и крышками турбины, а также зазоры в лабиринтных уплотнениях. Лабиринтные зазоры должны быть в пределах 0,5—0,6 *мм*, а радиальные зазоры между рабочим колесом и крышками турбины — не более 2,5 — 3,0 *мм*. Равномерность радиальных зазоров достигается поперечным перемещением корпусов подшипников.

Осевой разбег ротора проверяется и устанавливается в необходимых пределах продольным перемещением корпуса упорного подшипника. Обычно осевой зазор в лабиринтных уплотнениях рабочего колеса составляет 5—6 *мм*, а осевой зазор между гребнем и вкладышами упорного подшипника находится в пределах 0,2—0,3 *мм*. Проверка осевого разбега ротора производится замером перемещения ротора турбины в крайние его положения.

Повторные замеры зазоров в лабиринтных уплотнениях, между вкладышами и валом, проверка уклона вала и осевого разбега ротора производятся последовательно при повороте ротора на 180 и 360°. В обоих положениях ротора турбины замеряемые величины не должны выходить из допустимых пределов. Заканчивается центровка турбины составлением монтажного формуляра.

Проверка верхних зазоров между валом и вкладышами в опорных подшипниках производится с помощью свинцовой проволоки толщиной 1 *мм*, длиной 30—50 *мм*. Для этого отрезки проволоки укладываются поперек вала в двух сечениях под вкладыш и плотно затягиваются. По толщине сплющенных проволок определяется величина верхних зазоров, которые должны быть в пределах 0,002 диаметра вала. Боковые зазоры в нижней половине вкладыша проверяются щупом в двух сечениях по длине вкладыша на глубине 10—20 *мм* от плоскости его

разъема; величина этих зазоров должна быть равна половине верхнего зазора.

По окончании монтажа отсасывающей трубы и отводящего колена может быть произведено бетонирование всей установки турбины, исключая монтажную подливку фундаментных плит подшипников, которые лучше бетонировать после монтажа генератора и окончательной центровки агрегата.

После бетонирования турбины монтируются все служебные водяные и воздушные трубопроводы, а также гидравлический тормоз, воздействующий на маховик для более быстрой остановки агрегата. Тормоз представляет собой гидравлический домкрат с одной колодкой, установленный на фундаменте под маховиком и действующий при торможении снизу на маховик. Управляется тормоз специальным золотником, посредством которого масло направляется в соответствующий трубопровод на подъем или опускание тормоза.

Для регулирования скорости вращения горизонтальных гидроагрегатов в зависимости от их мощности применяются проточные или котельные регуляторы скорости, поставляемые заводами в полностью собранном виде, испытанными и отрегулированными. Установленный на место регулятор выверяется по высотной отметке, горизонтальности и положению относительно турбины и закрепляется на фундаменте. После этого устанавливается регулировочный вал и регулятор присоединяется к турбине.

Затем производится проверка работы механизмов регулятора, в процессе которой достигаются легкость и плавность поворота маховичка механизма ручного управления, плотность закрытия направляющих лопаток и отсутствие мертвых ходов в механизмах системы регулирования, а также устанавливается величина максимального открытия направляющего аппарата.

Монтаж горизонтальных гидрогенераторов. Горизонтальные гидрогенераторы небольших мощностей с подшипниками, расположенными непосредственно в корпусе генератора, поставляются обычно на фундаментной раме. Более мощные генераторы с вынесенными на отдельные опоры подшипниками должны поставляться собранными на общей фундаментной раме со статором, возбудителем и подшипниками. Допускается отдельная установка возбудителя.

Генератор обычно монтируется по окончании монтажа турбины и проверки горизонтальности ее вала. При этом генераторы, поступающие в собранном виде или смонтированными на общей жесткой фундаментной раме, устанавливаются на место единым блоком с предварительной выверкой по продольной оси и высоте по полумуфте вала турбины. Затем в штрабы ставятся и бетонируются фундаментные болты, и после затвердения бетона генератор окончательно прицентровывается к турбине.

Генераторы, поставляемые отдельными элементами, устанавливаются на место, как правило, также на металлической фундаментной раме. Такие генераторы могут быть полностью собраны, предварительно выверены на фундаментной раме на монтажной площадке и установлены с последующей выверкой и присоединением к турбине. Однако при таком способе монтажа требуется тяжелая жесткая рама, а также кран большой грузоподъемности. Поэтому во избежание деформации рамы при транспортировке и нарушения правильности сборки генератора монтаж его целесообразно осуществлять в следующем порядке.

На монтажной площадке устанавливается горизонтально фундаментная рама, и на ней закрепляются корпуса подшипников генератора с металлическими подкладками между рамой и корпусом подшипника из листовой стали общей толщиной 3—5 *мм*. Эти подкладки ис-

пользуются затем в необходимых случаях при центровках генератора в процессе эксплуатации.

По окончании монтажа турбины фундаментная рама генератора с подшипниками ставится на место и выверяется по оси агрегата подкладками между фундаментом и рамой толщиной порядка 40—50 *мм*, устанавливаемыми рядом с фундаментными болтами. Горизонтальность положения подшипников проверяется по уровню, а соосность с турбиной — с помощью струны. На раму устанавливается статор, и положение его проверяется относительно оси подшипников генератора. Положение статора регулируется металлическими подкладками, состоящими из отдельных листов общей толщиной до 2—3 *мм*, устанавливаемыми между статором и рамой. Струна для проверки статора должна быть выверена по центру выточки под вкладыши подшипников как по высоте, так и в горизонтальной плоскости. Затем задний подшипник снимается с рамы.

Установка ротора на место производится вместе с задним подшипником, на который опирается конец вала генератора при заводке ротора в статор. Для предохранения обмоток статора и полюсов ротора от повреждения при вдвигании ротора внутрь статора целесообразно положить прокладку из текстолита или прессшпана толщиной несколько менее величины воздушного зазора. Схема установки ротора на место показана на рис. 10-3.

Рис. 10-3. Схема установки ротора генератора.

а — строповка ротора за середину; *б* — заводка ротора в статор; *в* — установка ротора на место.

После окончательной центровки генератора устанавливается на место возбудитель с подкладками между лапами и плитой и прицентровывается к валу генератора по полумуфтам и воздушному зазору. При наличии регуляторного генератора он устанавливается последним с прицентровкой к возбудителю.

Центровка горизонтального гидроагрегата состоит из выверки проектного положения турбины и прицентровки к ней как к базе ротора генератора. Центровкой оси агрегата является обычно окончательная прицентровка генератора к турбине.

В процессе прицентровки генератора производятся устранение излома в соединении валов, придание горизонтального положения валу генератора и совмещение его оси с осью вала турбины, что должно обеспечить надежную и спокойную работу агрегата и отсутствие вибрации его отдельных деталей. Базой для прицентровки вала генератора служит окончательно выверенный вал турбины. Осуществляется центровка по полумуфтам, соединяющим вал турбины с валом генератора.

Полумуфта турбины насаживается на вал на заводе, а полумуфта генератора — при монтаже. При посадке полумуфты на монтаже правильность ее положения проверяется с помощью двух индикаторов. По-

лумуфты, имеющие торцевой и радиальный бой более 0,2 *мм*, к установке не допускаются.

Предварительная прицентровка генератора. После установки генератора на место валы турбины и генератора отжимаются в свои крайние положения и проверяется зазор между полумуфтами, который должен быть равен проектному (обычно 5—6 *мм*). Затем, прикладывая плотно лекальную линейку ребром вдоль образующей полумуфты турбины или генератора (в зависимости от того, какая полумуфта выступает) в четырех диаметрально противоположных положениях, добиваются с помощью подкладок под фундаментную раму, чтобы зазоры между линейкой и полумуфтой были равномерны по всей окружности (рис. 10-4), что покажет соосность полумуфт генератора и турбины.

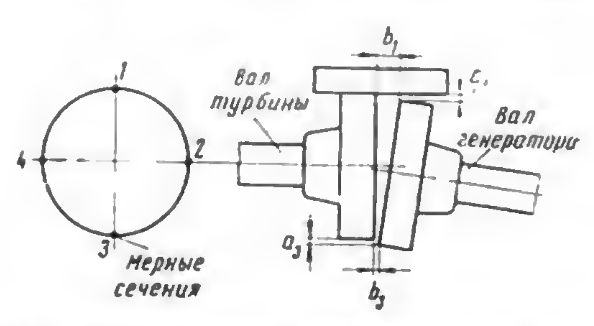


Рис. 10-4. Схема предварительной прицентровки генератора.

Для определения излома в соединении валов выверяются зазоры между торцами полумуфт также в четырех положениях. При этой проверке вначале рекомендуется выверять положение генератора в вертикальной плоскости, а затем в горизонтальной. Излом устраняется установкой подкладок под фундаментную раму или перемещением ее в плане.

По окончании предварительной прицентровки генератора фундаментные болты устанавливаются в колодцы и бетонируются.

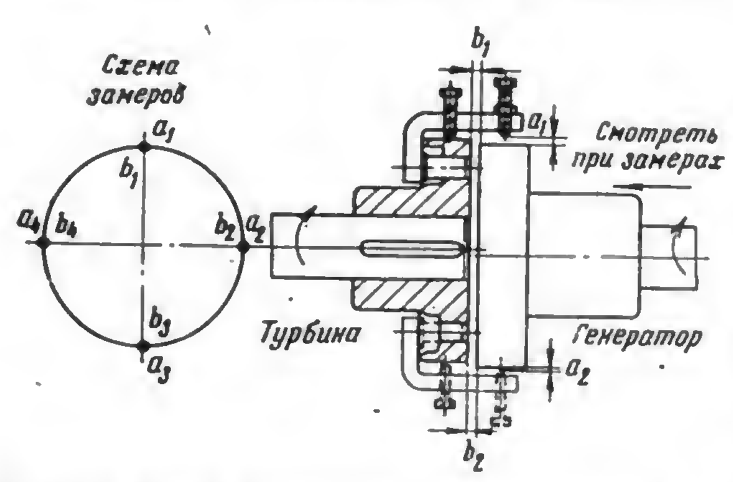


Рис. 10-5. Схема прицентровки горизонтального генератора к турбине.

Окончательная прицентровка генератора производится при затянутых фундаментных болтах генератора путем замеров положения полумуфт по их образующим и зазоров между полумуфтами в начальном положении, а также после совместного поворота роторов турбины и генератора последовательно на 90, 180, 270 и 360°. Положение полумуфт и зазоры между ними в начале и после поворота на 360° должны совпадать. Радиальное смещение полумуфт проверяется щупом или индикатором по скобе (рис. 10-5), закрепленной на полумуфте турбины. Торцевые зазоры между полумуфтами замеряются щупом.

Процесс окончательной прицентровки генератора состоит из следующих операций:

1) выполнение замеров, определяющих соосность и уклон оси генератора относительно оси турбины вначале в вертикальной плоскости, а затем в горизонтальной;

2) вычисление необходимых перемещений ротора генератора для установки его в правильное положение;

3) перемещение ротора генератора в требуемое положение;

4) проверка нового состояния оси генератора;

5) проверка положения статора генератора.

В начале центровки полумуфты совмещаются по монтажной метке и устанавливаются так, чтобы скоба была в верхнем положении.

Таблица 10-1

Записи замеров при центровке горизонтального гидроагрегата

Место замеров	Зазоры между торцами полумуфт b, мм						Зазоры по образующим полумуфт a, мм				
	при положениях роторов турбины и генератора										
	0°	90°	180°	270°	360°	Средний зазор	0°	90°	180°	270°	360°
Сверху a_1; b_1	+	+	+	+	+	+	+	—	—	—	+
Снизу a_3; b_3	+	+	+	+	+	+	—	—	+	—	—
Справа a_2; b_2	+	+	+	+	+	+	—	+	—	—	—
Слева a_4; b_4	+	+	+	+	+	+	—	—	—	+	—

Знак „плюс" означает, что в точке производится замер.

Все замеры зазоров и величины необходимых перемещений ротора генератора следует записывать и определять, смотря на агрегат со стороны генератора. При каждом повороте ротора генератора отклонение полумуфт по образующей a замеряется в одной точке, а торцевой зазор b для устранения влияния осевого перемещения роторов в четырех точках (по осям), и затем вычисляется средний зазор по каждому положению ротора генератора. Записи замеров удобно производить по форме табл. 10-1. Замеры можно считать выполненными достаточно правильно, если $[(a_1+a_3)-(a_2+a_4)]$ и $[(b_1+b_3)-(b_2+b_4)]$ будут меньше 0,02 *мм*.

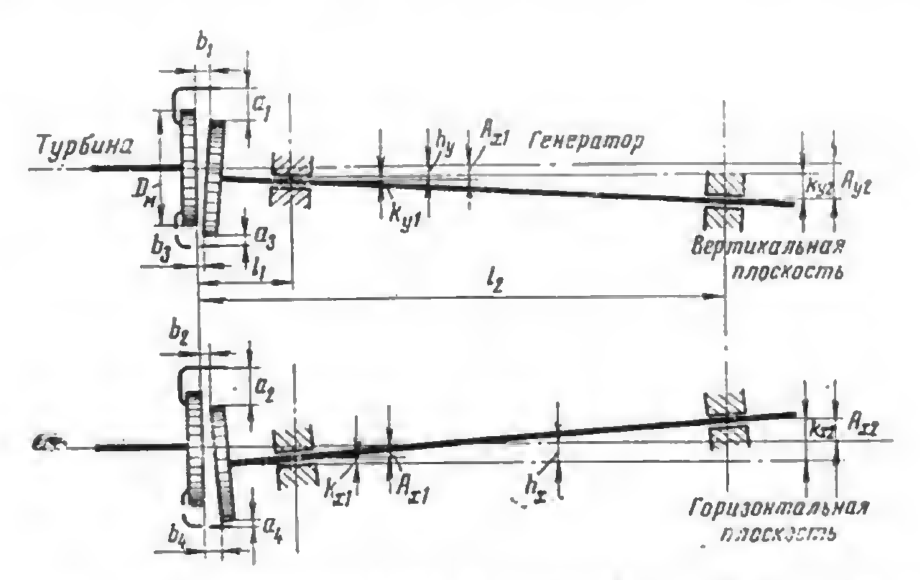


Рис. 10-6. Схема определения перемещений подшипников генератора.

При обнаружении в замерах недопустимых отклонений необходимо установить и устранить причины погрешности и повторить замеры заново полностью.

Точность прицентровки считается достаточной, если диаметрально противолежащие радиальные и торцевые зазоры соответственно равны между собой или разница их не превышает величин, приведенных в табл. 10-2. В противном случае ротор генератора следует переместить в новое более точно вычисленное положение и повторить центровку. Величина и направление необходимого перемещения ротора генератора (рис. 10-6) определяются смещением оси его вала относительно оси турбины (замеры по образующим полумуфт a) и уклоном оси вала (замеры между полумуфтами b).

Таблица 10-2

Допускаемые отклонения при центровке горизонтальных гидроагрегатов (при упругой муфте диаметром до 500 *мм*)

Скорость вращения агрегата не свыше, *об/мин*	Допускаемые величины перекоса и параллельного смещения, *мм*
500	0,15
750	0,10
1 500	0,08

Смещение оси вала генератора вследствие несоосности валу турбины:

в горизонтальной плоскости

$$h_x = \frac{a_2 - a_4}{2};$$

в вертикальной плоскости

$$h_y = \frac{a_1 - a_3}{2}.$$

Величина смещения подшипников вследствие уклона вала генератора, определяемая разностью торцевых зазоров, зависит от расположения подшипников и диаметра муфты $D_м$ и равна:

а) в горизонтальной плоскости:

переднего подшипника

$$k_{x_1} = (b_2 - b_4)\frac{l_1}{D_м};$$

заднего подшипника

$$k_{x_2} = (b_2 - b_4)\frac{l_2}{D_м};$$

б) в вертикальной плоскости:

переднего подшипника

$$k_{y_1} = (b_1 - b_3)\frac{l_1}{D_м};$$

заднего подшипника

$$k_{y_2} = (b_1 - b_3)\frac{l_2}{D_м}.$$

Следовательно, для достижения правильного положения ротора генератора подшипники его должны быть перемещены на величины:

а) в горизонтальной плоскости:

передний подшипник

$$A_{x_1} = \frac{a_2 - a_4}{2} + (b_2 - b_4)\frac{l_1}{D_м}; \qquad (10\text{-}1)$$

задний подшипник

$$A_{x_2} = \frac{a_2 - a_4}{2} + (b_2 - b_4)\frac{l_2}{D_м}; \qquad (10\text{-}2)$$

б) в вертикальной плоскости:

передний подшипник

$$A_{y_1} = \frac{a_1 - a_3}{2} + (b_1 - b_3)\frac{l_1}{D_м}; \qquad (10\text{-}3)$$

задний подшипник

$$A_{y_2} = \frac{a_1 - a_3}{2} + (b_1 - b_3)\frac{l_2}{D_м}. \qquad (10\text{-}4)$$

Если вычисленная величина необходимых смещений подшипников получается со знаком «плюс», то ротор следует перемещать по вертикали вверх, а по горизонтали — вправо. При получении результата вычислений со знаком «минус» ротор необходимо перемещать по вертикали вниз, а по горизонтали влево. Это правило знаков действительно в случаях, когда скоба закреплена на полумуфте турбины, а запись замеров и перемещения производятся, если смотреть со стороны генератора.

Перемещения генераторов при центровке производятся в вертикальной плоскости изменением толщины подкладок под фундаментной

рамой, а в горизонтальной — перемещением фундаментной рамы на своих подкладках. После каждого перемешения фундаментные болты туго затягиваются, и затем производится повторная центровка. По окончании центровки фундаментные болты затягиваются окончательно, их гайки привариваются к раме, а фундаментная рама и плиты подшипников турбины подливаются бетоном.

После центровки проверяются воздушные зазоры генератора. Изменение расположения воздушных зазоров для придания им равномерности производится перемещением статора на фундаментной раме в горизонтальном и вертикальном направлениях.

Контрольные шпильки в корпусах подшипников турбины и в лапах спиральных камер ставятся по окончании центровки агрегата, а в подшипниках генератора и в лапах статора — после пробного пуска агрегата.

Соединение полумуфт турбины и генератора производится также по окончании центровки. При установке пальцев упругой муфты необходимо обращать внимание на то, чтобы в полумуфту турбины пальцы входили своей металлической частью плотно с небольшим натягом от легких ударов ручного молотка, а в гнезда полумуфты генератора — с зазором 0,5—1,0 *мм* по диаметру между эластичной втулкой и отверстием муфты.

Пуск агрегата в работу. По окончании монтажа турбины, генератора и регулятора скорости производится полный и тщательный осмотр всего агрегата, при котором проверяется качество выполненных работ, отсутствие в агрегате посторонних предметов, незакрепленных деталей, инструментов. Особое внимание при осмотрах следует обращать на закрепление гаек шплинтами, шайбами или электросваркой.

После пуска агрегат должен работать на холостом ходу до установления постоянной температуры подшипников, но не менее 3—4 *ч*. Убедившись в нормальной работе агрегата на холостом ходу, его останавливают, производят осмотр подшипников и проверяют общее состояние механизмов агрегата. Затем агрегат вновь пускается на ручном регулировании с последующим переключением на автоматическое управление и постепенно нагружается до полной нагрузки или максимально возможной по условиям энергосистемы.

10-3. МОНТАЖ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ КАПСУЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Горизонтальные капсульные гидроагрегаты выполняются как с раздельными валами турбины и генератора, так и с единым валом агрегата. Конструктивно-компоновочной особенностью агрегатов этого типа является необходимость установки деталей при монтаже в проектное положение в основном только сверху, что требует горизонтального разъема кольцевых деталей проточного тракта турбины и возможности снятия верхней части их при монтаже и ремонтах в процессе эксплуатации. Поэтому детали турбины от статора до облицовки конуса отсасывающей трубы, образующие проточный тракт ее, имеют горизонтальный разъем и могут быть обетонированы только в нижней части либо не бетонироваться совсем. Однако в связи с тем, что свободное положение кольцевых деталей снижает жесткость агрегата и требует дополнительных опорных конструкций, такая компоновка применяется лишь в агрегатах средних размеров. В более же крупных агрегатах с турбинами диаметром рабочего колеса 6,0—6,5 *м* и свыше в отечественной практике кольцевые детали капсульных агрегатов бетонируются до середины и даже более.

Компоновочное положение капсульных агрегатов требует создания и обеспечения при их монтаже совершенно безопасных условий для ра-

боты монтажного персонала. В соответствии с этим затворы перед турбинами должны быть надежными и исключать всякую возможность случайного затопления камеры турбины. Водоотливные средства должны иметься в достаточном количестве и быть всегда готовыми к работе. Выходы из зоны монтажа должны обеспечивать быструю эвакуацию работающих. При выполнении сварочных работ в проточной части агрегата и внутри капсулы должна обеспечиваться достаточная вентиляция воздуха. За состоянием средств безопасности следует осуществлять постоянный надзор.

Технологические схемы монтажа капсульных агрегатов с небетонируемыми и бетонируемыми кольцевыми деталями проточного тракта, а также агрегатов с единым валом и раздельными валами турбины и генератора имеют значительные различия между собой. Однако для всех технологических монтажных схем целесообразно самое широкое применение предварительной укрупнительной сборки деталей и узлов агрегата на монтажной площадке в максимально возможные крупные блоки. При этом закладные детали, укрупненные в кольцо, следует хранить на монтажной площадке по возможности в вертикальном положении. После сборки, установки на место и обетонирования закладные части должны представлять собой единый узел, надежно закрепленный в основном бетоне фундаментными болтами, распорными домкратами, растяжками и др. По окончании выверки агрегата все подкладки, клинья и растяжки должны быть разварены электросваркой.

Крупноблочный монтаж капсульного гидроагрегата с небетонируемыми деталями проточного тракта может осуществляться по следующей кратко изложенной технологии.

При возведении подводного блока машинного здания в кратере агрегата устанавливаются в проектное положение и бетонируются опорное фундаментное кольцо статора, облицовка конуса отсасывающей трубы, анкерные конструкции растяжек и проходной колонны статора. Затем в кратер опускается, устанавливается в проектное положение и предварительно закрепляется растяжками передняя часть капсулы, собранная с оборудованием и нижней половиной опорного подшипника генератора.

Собранный на монтажной площадке укрупненный блок агрегата в составе статора и ротора генератора с опорными подшипниками и подпятником, статора турбины и направляющего аппарата опускается в кратер агрегата и перемещается к верхнему бьефу. При этом статор турбины крепится к своему опорному кольцу, а статор генератора — к передней части капсулы. Затем рабочее колесо опускается и соединяется с валом агрегата. Производится центровка ротора агрегата. После закрепления и выверки укрупненного блока на место устанавливаются регулирующее кольцо с опорой, камера рабочего колеса, фундаментное кольцо и другие детали турбины и генератора.

Технологический процесс монтажа капсульных гидроагрегатов с обетонированными деталями проточного тракта (рис. 10-7) состоит из двух основных этапов. На первом этапе монтируются все закладные кольцевые и фундаментные опорные детали с последующим бетонированием их. После бетонирования и выдержки бетона верхние отъемные части этих деталей снимаются. На втором этапе на место опускаются предварительно укрупненные блоки и отдельные элементы механизмов турбины и генератора и производится центровка ротора агрегата. Затем устанавливаются все остальные детали и узлы, а также монтируются вспомогательные механизмы и трубопроводы. Одновременно устанавливаются ранее снятые верхние части кольцевых деталей.

Укрупнительная сборка на монтажной площадке кольцевых деталей турбины и генератора выполняется в горизонтальном положении с последующей кантовкой на 90° при установке их в проектное положение.

Передняя часть капсулы при сборке опирается на фланец, сопрягающийся с промежуточным кольцом генератора. По окончании сборки она кантуется в рабочее положение и в ней устанавливается система охлаждения генератора и другие механизмы.

Камера рабочего колеса, фундаментное кольцо и конус отсасывающей трубы поочередно собираются на специальных бетонных опорах. После сборки они кантуются в рабочее положение, соединяются между собой в единый блок и подготовляются для установки на место.

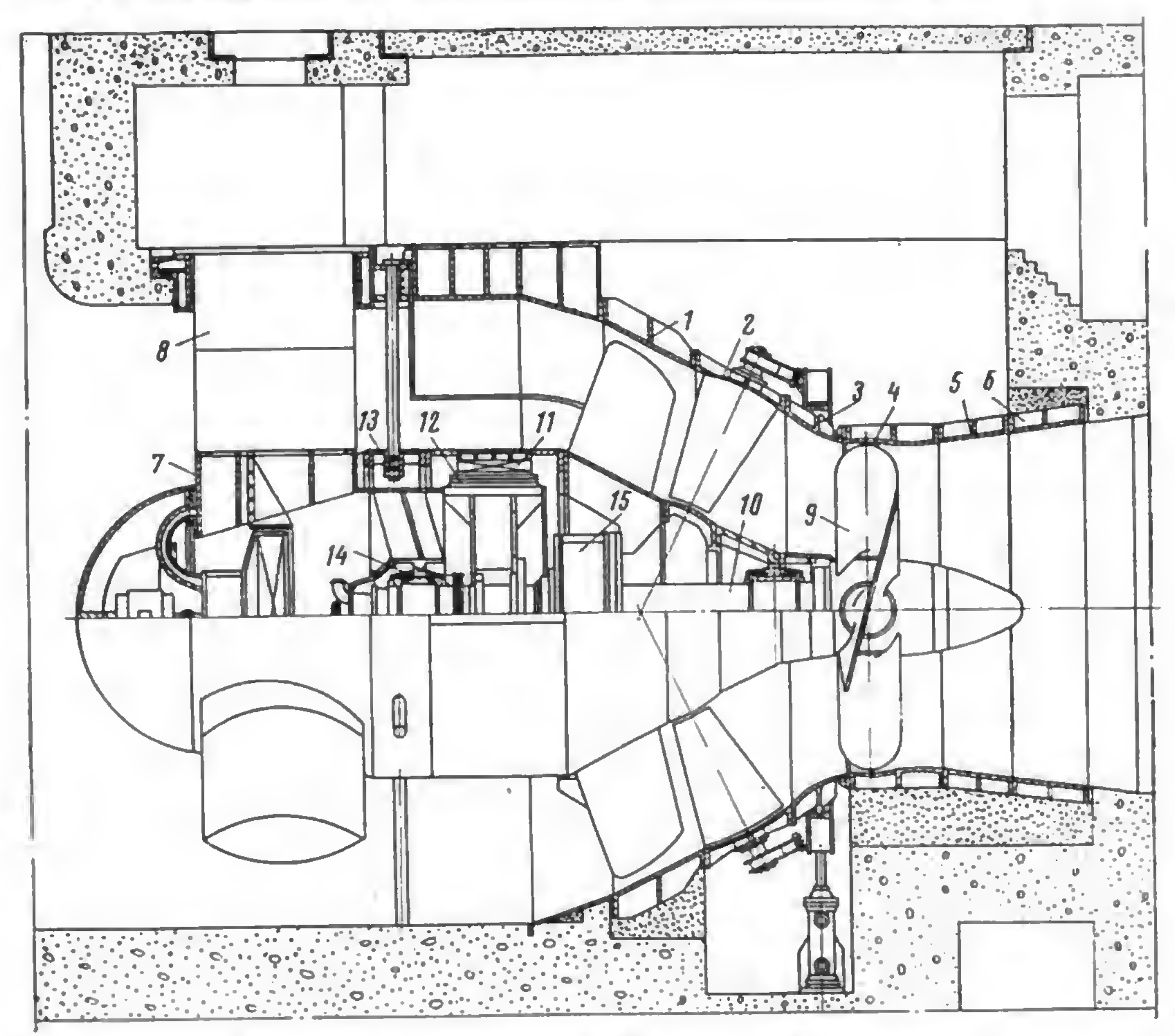


Рис. 10-7. Монтажные блоки горизонтального капсульного гидроагрегата с раздельными валами и обетонированными деталями проточного тракта.

1 — статор турбины; *2* — направляющий аппарат; *3* — опора регулирующего кольца; *4* — камера рабочего колеса; *5* — фундаментное кольцо; *6* — облицовка конуса отсасывающей трубы; *7* — передняя часть капсулы; *8* — проходная колонна; *9* — рабочее колесо; *10* — вал агрегата; *11* — статор генератора; *12* — ротор генератора; *13* — промежуточное кольцо; *14* — опорный подшипник; *15* — упорный подшипник.

Статор турбины собирается на монтажной площадке в кольцо в строго горизонтальном положении, вверх фланцем под направляющий аппарат. Стыки секторов, не подлежащие разборке при дальнейшем монтаже, собираются на сурике с закреплением болтами. При сборке и монтаже статора турбины необходимо учитывать, что он практически является основной опорой агрегата, которая воспринимает и передает на бетон здания вес ротора агрегата, капсулы, осевое давление воды и крутящий момент.

Укрупнительная сборка направляющего аппарата (рис. 10-8) является одной из наиболее сложных монтажных операций. Выполняется она на специальном сборочном стенде *1*, расположенном на монтажной площадке. Сборка направляющего аппарата может производиться также и на собранном статоре турбины.

Вначале на внутренних опорах стенда собирается нижняя часть 2 внутреннего кольца направляющего аппарата с выверкой горизонтальности и цилиндричности. Затем на внешних опорах стенда устанавливается и собирается наружное кольцо 3 направляющего аппарата. Проверяется цилиндричность его и концентричность внутреннему кольцу, а также высотное положение.

Направляющие лопатки 4 подаются к месту установки без втулок и подшипников цапф. После заводки верхней цапфы лопатки в наружное кольцо ее устанавливается втулка 5, и затем лопатку ставят в гнездо внутреннего кольца, сохраняя подвешенной верхнюю часть лопатки. В этом состоянии лопатки на верхнюю цапфу ее надевается подшип-

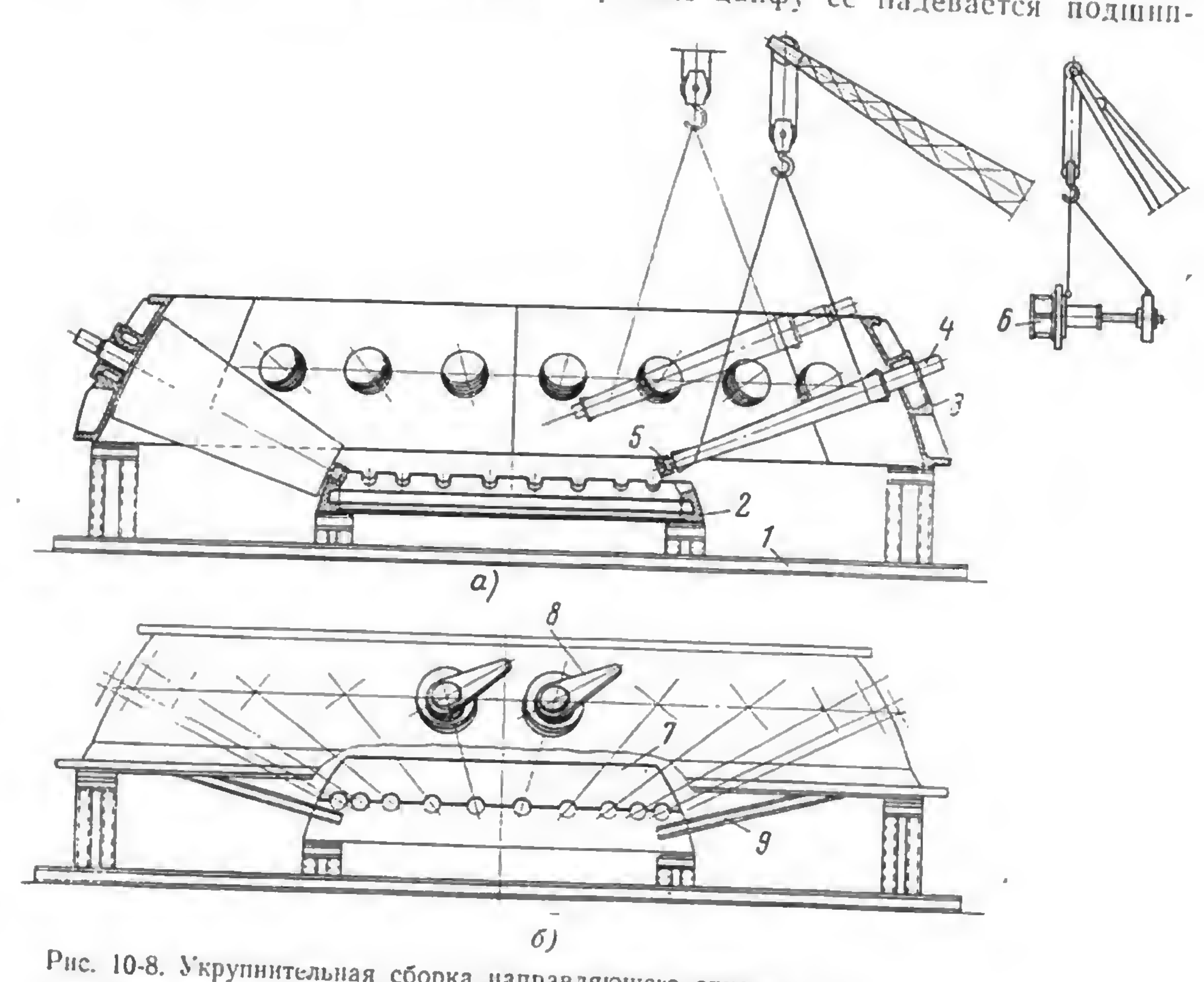


Рис. 10-8. Укрупнительная сборка направляющего аппарата.
а — процесс сборки; *б* — собранный и раскрепленный направляющий аппарат.

ник 6, лопатка снимается с крюка крана и проверяется легкость поворота ее. Таким способом монтируются все лопатки, и затем устанавливается верхняя часть 7 внутреннего кольца. Перед окончательным закреплением подшипников вновь проверяется поворот лопаток и на верхние цапфы их устанавливаются рычаги 8. Собранный направляющий аппарат надежно раскрепляется балками жесткости 9, которые должны обеспечить сохранность нормального состояния собранного направляющего аппарата при разъеме его на две части, а также в процессе кантовки половин в вертикальное положение и при установке на место.

Сборка на монтажной площадке укрупненного блока рабочих механизмов агрегата с единым валом в составе рабочего колеса, вала агрегата, ротора и статора генератора, нижней половины промежуточного кольца, упорного и опорного подшипника генератора, штанги маслоприемника осуществляется в следующем порядке (рис. 10-9). Вначале производится раздельная укрупнительная сборка рабочего колеса тур-

бины, ротора и статора генератора, а затем собранные узлы объединяются в один блок. Рабочее колесо полностью собирается в вертикальном положении на монтажной плите обычным способом и подвергается гидравлическому испытанию, после чего колесо кантуется в рабочее положение и транспортируется к месту сборки укрупненного блока для соединения с валом агрегата.

Ротор генератора поступает на монтаж в собранном виде с навешенными полюсами. Для возможности кантовки ротора один полюс снимается и на его место устанавливается специальная проушина. Ротор кантуется в вертикальное положение и устанавливается на опорные тумбы, расположенные на монтажной плите. Вал агрегата также кантуется в вертикальное положение фланцем вверх и в таком состоянии опускается в предварительно нагретый ротор. Затем ротор кантуется в горизонтальное положение, и к нему крепится снятый ранее полюс. К валу агрегата присоединяется рабочее колесо турбины. Статор генератора, состоящий из двух частей, собирается на монтажной площадке в горизонтальном положении. После стыковки половин статора в местах разъема укладывается обмотка и присоединяется нижняя половина промежуточного кольца.

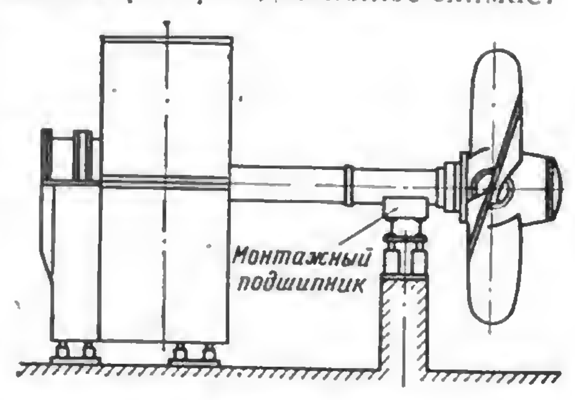
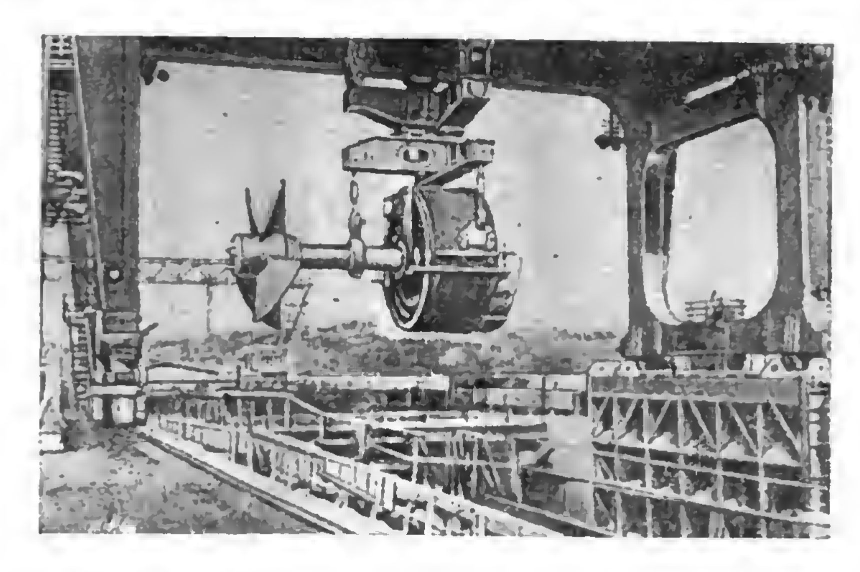


Рис. 10-9. Сборка укрупненного блока на монтажной площадке.

Сборка укрупненного блока из отдельных узлов производится на специальном стенде, оборудованном домкратами и монтажным подшипником. Строповка собранного блока к крану и транспортировка его к месту установки показаны на рис. 10-10.


Рис. 10-10. Строповка и транспортировка укрупненного блока.

При монтаже агрегатов с единым валом вначале в станционный блок устанавливаются и бетонируются, аналогично описанному выше фундаментные закладные детали. Затем в кратер агрегата опускается собранная передняя часть капсулы. Статор турбины в сборе устанавливается лапами на опоры в фундаменте, центруется и закрепляется к опорной конструкции, заложенной ранее в бетон.

Для выверки состояния и центровки положения статора на геодезически проверенные скобы натягиваются струны геометрической оси агрегата и поперечной оси перед статором. На поперечную ось навешивают-

ся отвесы. Правильность установки статора по осям и отметке, а также цилиндричность и эксцентричность наружного и внутреннего поясов статора проверяются специальным штихмасом или рулеткой. Допуски на сборку и установку статора приведены в табл. 10-3.

Таблица 10-3

Допуски на сборку и установку деталей и узлов горизонтальных капсульных гидроагрегатов

Характер отклонения	Способ производства замеров	Допускаемые отклонения, *мм*
Невертикальность торцевых плоскостей фланцев статора	Штихмасом от отвесной струны	0,5
Смещение геометрической оси статора и камеры рабочего колеса	Нивелирование	±2,0
Нецилиндричность статора и камеры рабочего колеса и их несоосность	Штихмасом от осевой струны	±1,0
Зазоры между смежными лопатками при закрытом направляющем аппарате	Щупом	Только местные не более 0,1 *мм*
Торцевые зазоры по лопаткам направляющего аппарата	Щупом	1,5—3,0 *мм* на сторону
Превышение резинового шнура торцевых уплотнений над поверхностью колец	—	Торцевой зазор плюс 1,5—2,0 *мм*

После центровки статора на место опускается нижняя половина направляющего аппарата в сборе с лопатками и присоединяется к статору. Устанавливается с присоединением к статору также нижняя половина опоры подшипника турбины. Последовательно опускаются и закрепляются на месте верхняя половина направляющего аппарата, регулирующее кольцо и его опора. Устанавливается собранный монтажный узел в составе облицовки конуса отсасывающей трубы, фундаментного кольца и камеры рабочего колеса. Выверяется горизонтальное и осевое положение его относительно ранее установленных деталей.

Монтаж кольцевых деталей проточного тракта агрегата заканчивается установкой компенсаторного кольца, расположенного между камерой рабочего колеса и опорой регулирующего кольца. Окончательно выверенные детали надежно раскрепляются к фундаменту и арматуре водовода, после чего производится их бетонирование. По затвердении и соответствующей выдержке бетона все кольцевые детали (фундаментное кольцо, камера рабочего колеса, регулирующее кольцо с опорой, направляющий аппарат, статор турбины и крышка люка) разъединяются по горизонтальному разъему и верхние части их, мешающие опусканию укрупненного блока рабочих механизмов агрегата, демонтируются и переносятся на монтажную площадку.

Одновременно в кратере устанавливаются временные монтажные колонны, на которые опирается при установке статор генератора, а также обойма и нижний вкладыш подшипника турбины. Опускается верхняя половина промежуточного кольца генератора и обтекатель рабочего колеса. Таким образом, нижняя забетонированная часть агрегата может считаться подготовленной к установке его рабочих механизмов.

Схема установки укрупненного блока рабочих механизмов гидроагрегата на место показана на рис. 10-11. При этом блок в связи с недостаточными осевыми размерами монтажного проема в процессе установки должен быть перемещен горизонтально в сторону верхнего бьефа на расстояние свыше 1 *м*. Строповка укрупненного блока к крану производится за горизонтальный фланец корпуса статора генератора и вал с помощью регулируемых захватов, присоединяемых к специальной траверсе. Опорами укрупненного блока в водоотводящей камере при установке являются монтажные колонны и нижняя половина опорного подшипника турбины. После установки блока статор генератора прицен-

тровывается и присоединяется к статору турбины. Затем на место устанавливаются отъемная часть статора турбины, монтажный люк и производится центровка вала агрегата с помощью уровня.

Далее монтируются верхние части опоры турбинного подшипника и торцевого уплотнения турбины. Устанавливаются на место снятые ранее верхние половины всех кольцевых деталей проточного тракта. Заканчивается монтаж регулирующего кольца с механизмами поворота направляющих лопаток, и кольцо присоединяется к сервомоторам, установленным в подтурбинном помещении. На место ставятся ранее опущенные в водовод передняя часть капсулы с системой воздухоохлаждения генератора и проходная колонна статора с опорой. Устанавливаются маслоприемник и регуляторный генератор, после чего производится окончательная центровка агрегата.

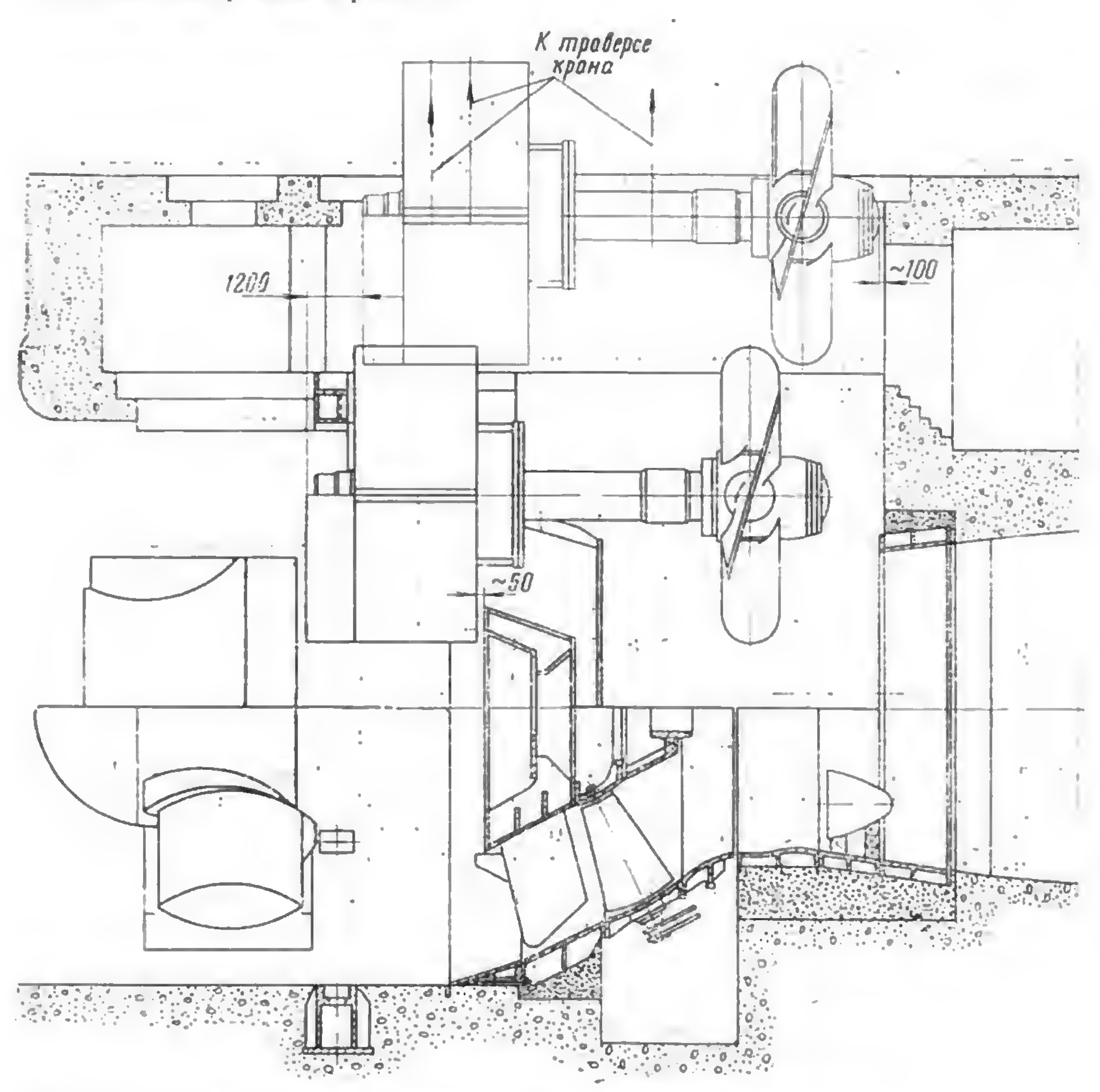


Рис. 10-11. Схема установки укрупненного блока агрегата на место.

Центровка капсульного гидроагрегата с единым валом заключается в выверке горизонтальности его ротора и правильности положения (соосности) относительно проектной горизонтальной оси агрегата. Горизонтальность ротора агрегата выверяется аналогично центровке вала горизонтальной гидротурбины (см. § 10-2). Соосность ротора проектной оси устанавливается по ранее выверенному статору турбины. При этом следует проверить также отсутствие перекоса вала во вкладыше опорного турбинного подшипника. Лопасти рабочего колеса должны иметь

равномерный зазор в камере с учетом того, что нижний зазор должен быть больше верхнего на 0,2 его величины. Выверки положения вала при центровке осуществляются изменением высоты или положения опорных монтажных колонн.

Одной из наиболее сложных и ответственных монтажных операций является установка растяжек генератора, предназначенных для закрепления в водоводе передней части капсулы. С помощью шести растяжек промежуточное кольцо генератора раскрепляют к бетону водовода. Установка растяжек производится до присоединения передней части капсулы к промежуточному кольцу. При этом растяжки предварительно закрепляются в холодном состоянии. Окончательное затягивание растяжек с подогревом их осуществляется после присоединения передней части капсулы и окончания монтажа гидроагрегата.

Технологическая схема монтажа капсульного гидроагрегата с раздельными валами турбины и генератора отличается от предыдущей схемы необходимостью раздельной сборки и установки на место турбины и генератора с последующим соединением и выверкой их роторов. При этом процесс монтажа кольцевых деталей проточного тракта гидроагрегата по существу аналогичен монтажу проточного тракта агрегата с единым валом.

Монтаж рабочих механизмов турбины может осуществляться в следующем порядке. После снятия верхней части деталей проточного тракта на место устанавливается нижняя половина корпуса подшипника с сегментами и выверяется концентрично фланцу статора турбины. Затем в кратер опускается укрупненный блок ротора турбины, состоящий в этом случае из вала турбины с маслоподводящей штангой и рабочего колеса. Блок укладывается горизонтально на двух опорах, одной из которых является подшипник турбины, а второй — приспособление для опоры фланца вала, состоящее из распорных домкратов, установленных между фланцами вала и статора турбины. К рабочему колесу присоединяется обтекатель, после чего производится центровка ротора турбины, заключающаяся в проверке горизонтальности вала и соосности его статору. При этом плоскость торца фланца турбинного вала должна быть параллельна плоскости торца фланца статора турбины, выверенного ранее, а лопасти рабочего колеса — иметь равномерный зазор в камере, как указано выше. Изменение положения ротора турбины при центровке со стороны подшипника производится подкладками под лапы корпуса подшипника и под опоры сегментов, а со стороны фланца вала — распорными домкратами. Непараллельность фланца вала турбины фланцу статора допускается не более 0,1 *мм*. Порядок центровки вала турбины по ее статору показан на монтажном формуляре (рис. 10-12).

Основными операциями по монтажу генератора капсульного гидроагрегата с раздельными валами являются:

сборка на монтажной площадке укрупненного блока генератора, состоящего из статора и ротора;

установка укрупненного блока генератора на место;

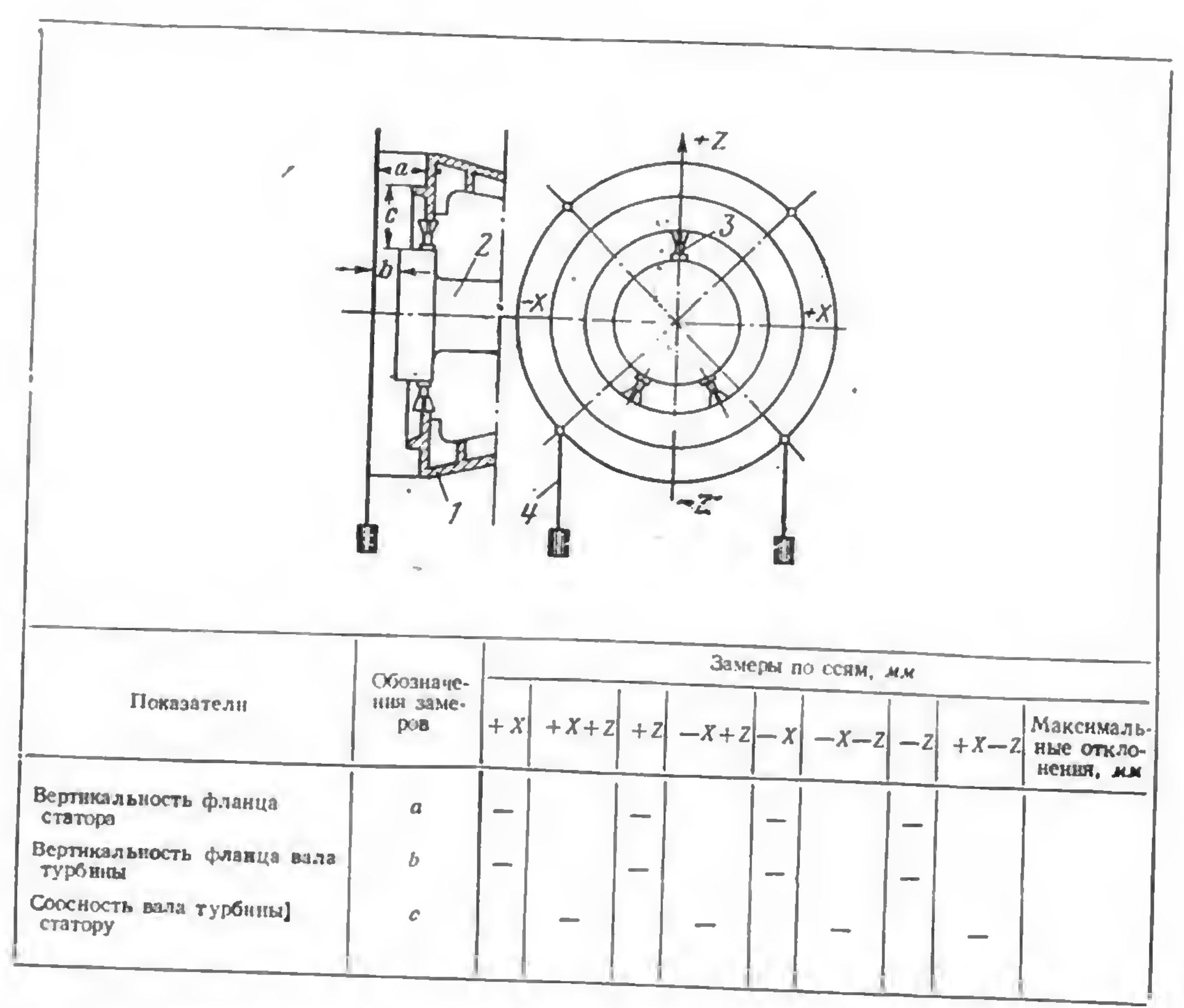
прицентровка ротора генератора к турбине;

соединение валов генератора и турбины;

выверка и закрепление статора генератора;

монтаж капсулы и всех элементов агрегата.

По окончании центровки ротора турбины на место устанавливаются и выверяются по оси агрегата нижние половины опорного подшипника генератора и промежуточного кольца, после чего в кратер опускается и устанавливается на место собранный на монтажной площадке укрупненный блок генератора, состоящий из статора и ротора с валом и упорным подшипником (подпятником). Затем ротор генератора прицентровывается к ранее выверенному ротору турбины. В процессе прицентровки производятся одновременное совмещение осей на-



Показатели	Обозначения замеров	Замеры по осям, *мм*								
		+X	+X+Z	+Z	−X+Z	−X	−X−Z	−Z	+X−Z	Максимальные отклонения, *мм*
Вертикальность фланца статора	*a*	—		—		—		—		
Вертикальность фланца вала турбины	*b*	—		—		—		—		
Соосность вала турбины статору	*c*		—		—		—		—	

Рис. 10-12. **Формуляр центровки вала турбины.**

1 — статор турбины; *2* — вал турбины; *3* — домкраты; *4* — струна с отвесами.

лов турбины и генератора, придание горизонтальности валу генератора и устранение излома линии вала агрегата во фланцевом соединении. Технология прицентровки генератора капсульного агрегата аналогична прицентровке горизонтального генератора (см. § 10-2). Несоосность турбинного и генераторного валов, замеренная по образующим фланцев, допускается не более 0,1 *мм*, а непараллельность торцевых поверхностей фланцев — до 0,06 *мм*.

После прицентровки генератора вал его соединяется с валом турбины и производится центровка ротора агрегата. Эта центровка заключается в проверке излома общей линии вала агрегата во фланцевом соединении (боя вала) и выполняется с помощью индикаторов, установленных у подшипников генератора и турбины и у фланцевого соединения (рис. 10-13). Процесс прицентровки и подсчет результатов ее осуществляются аналогично центровке ротора вертикального гидроагрегата, но в горизонтальном его положении (см. § 9-9).

Рис. 10-13. Схема проверки общей линии вала капсульного гидроагрегата с раздельными валами.

Из условий возможно достижимой чистоты и точности обработки торцевой поверхности фланцев валов турбины и генератора бой вала во фланцевом соединении агрегата может быть не более

$$Б_ф = 0,08 \frac{l}{D_ф}, \qquad (10\text{-}5)$$

где $D_ф$ — диаметр фланца вала; l — расстояние от фланцевого соединения до турбинного подшипника.

Максимально возможный бой вала гидроагрегата допускается не более 0,2 *мм*.

По окончании центровки вала гидроагрегата производятся выверка положения статора генератора по воздушному зазору и его закрепление на месте.

В связи с особенностями компоновки капсульного гидроагрегата проточный тракт его и пространство перед решетками до заполнения агрегата водой должны быть тщательно очищены от остатков строительных материалов и мусора во избежание транспортировки их при пуске агрегата по дну и попадания в зазоры между камерой и лопастями.

После завершения монтажа механизмов и трубопроводов системы регулирования, трубопроводов смазки подшипников и охлаждения генератора, всех вспомогательных механизмов агрегата и выполнения наладочных работ водовод турбины заполняется водой. Затем производится тщательная проверка плотности всех соединений капсулы и уплотнений турбины.

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

ПУСК, НАЛАДКА И ИСПЫТАНИЯ СМОНТИРОВАННЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

11-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Испытания вновь установленных гидроагрегатов станции, как правило, осуществляются в два этапа. На первом этапе по окончании монтажа агрегата и при вводе его в эксплуатацию производятся проверка и пусковые испытания каждого агрегата станции с целью установления правильности и качества изготовления, монтажа и наладки его, а также проверки работы агрегата под нагрузкой. На втором этапе в процессе нормальной эксплуатации гидроагрегата производятся натурные испытания его, заключающиеся в проверке энергетических параметров и степени надежности работы агрегата. Эти испытания осуществляются выборочно на одном-двух агрегатах станции.

К началу пусковых испытаний смонтированного гидроагрегата должны быть закончены все строительные работы в блоке агрегата, включая подливку опор бетоном, отделку и окраску кратера агрегата; убраны временные леса, подмости и монтажные крепления; сооружены лестницы, площадки и ограждения. Должна быть выполнена поузловая проверка и монтажная наладка гидроагрегата и его вспомогательного оборудования с составлением всех необходимых монтажных формуляров и актов, а также закончены монтаж и проверка контрольно-измерительных приборов и средств телефонной связи. К сигнальным и защитным устройствам агрегата, контрольно-измерительным приборам и вспомогательному оборудованию должно быть подано напряжение, а также закончено постоянное и аварийное освещение. К этому времени необходимо закончить выполнение всех мероприятий по технике безопасности и противопожарной защите в пределах пускового блока. Все работы по пуску, наладке, испытаниям и вводу гидроагрегата в эксплуатацию должны осуществляться при температуре не ниже

+5 °С в пределах блока пускового агрегата и его вспомогательного оборудования.

Испытания, пуск и ввод агрегата в эксплуатацию должны производиться по специальной пусковой программе, составленной в соответствии с действующей директивной и техничеокой документацией, техническими условиями на изготовление и монтаж оборудования и указаниями проектных организаций и заводов-изготовителей. По окончании всех проверок, испытаний и пробной работы агрегата под нагрузкой в соответствии с пусковой программой составляется акт приемки гидроагрегата в эксплуатацию.

Для сокращения общего цикла пусковых работ некоторые испытания и наладка отдельных узлов и механизмов агрегата и вспомогательного оборудования могут быть выполнены в предпусковой период при монтаже и поузловой проверке с соответствующим оформлением технической документации. При этом под монтажной наладкой гидроагрегата следует понимать доведение взаимодействия и работы отдельных элементов турбины и генератора до их проектного состояния. Эту наладку следует отличать от наладки электрических связей управления и автоматики гидроагрегата и станции в целом, выполняемой наладочными организациями по соответствующим схемам и программе.

В объем пусковых проверок и испытаний автоматических регуляторов скорости должны входить:

проверка действия отдельных механизмов регулятора и снятие характеристик их работы при отсутствии воды в турбинной камере, а также при работе агрегата на ручном и автоматическом регулировании на холостом ходу и под нагрузкой;

проверка действия автоматических устройств при пуске и остановке агрегата, а также при действии защиты;

проверка статической характеристики регулятора;

проверка гарантий регулирования и действия регулятора при сбросах нагрузки, а в случаях необходимости и при набросах нагрузки;

проверка протечек масла в системе регулирования на холостом ходу и при различных нагрузках.

Проверка и пусковые испытания смонтированных гидроагрегатов выполняются на следующих этапах их готовности:

1) смонтированного гидроагрегата до заполнения водой подводящего и отводящего трактов;

2) смонтированного неподвижного гидроагрегата при заполненных водой подводящих и отводящих трактах;

3) в процессе пробного пуска агрегата и работы его на холостом ходу;

4) при работе гидроагрегата под нагрузкой.

11-2. ПРОВЕРКА И ИСПЫТАНИЯ ГИДРОАГРЕГАТА ДО ЗАПОЛНЕНИЯ ВОДОЙ ПОДВОДЯЩЕГО И ОТВОДЯЩЕГО ТРАКТОВ

Осмотр закладных частей агрегата заключается в проверке монолитности сопряжения их с бетоном и производится путем обстукивания молотком, а в сомнительных случаях — пробным нагнетанием цементного раствора. Обнаруженные пустоты в сопряжениях бетона с металлом должны быть заполнены цементным раствором под давлением. Такой проверке подвергаются спиральная камера, статор турбины, фундаментное кольцо, камера рабочего колеса, облицовки отсасывающей трубы и шахты турбины, фундаментные плиты статора и нижней крестовины генератора, а также все другие бетонируемые детали гидроагрегата.

Одновременно проверяются отсутствие уступов и плавность сопряжения между собой и с бетоном деталей и узлов проточного тракта тур-

бины. Проверяются плотность и надежность закрепления отъемных люков спиральной камеры и отсасывающей трубы, а также работа и плавность закрытия спускного клапана спиральной камеры.

Проверка рабочих механизмов и вспомогательного оборудования турбины производится перед пуском гидроагрегата независимо от их проверки при монтаже.

Действие клапана срыва вакуума проверяется быстрым нажатием на поршень его катаракта до полного открытия. При этом определяются максимальный ход клапана и время его полного закрытия, а также проверяется прилегание клапана к седлу.

Проверка работы холостого выпуска заключается в определении величины хода клапана и времени его открытия и закрытия, а также в установлении плотности закрытия клапана.

Способы регулировки действия клапанов срыва вакуума и холостых выпусков зависят от их конструктивного выполнения и определяются в каждом случае инструкциями заводов-изготовителей.

В спускных клапанах спиральной камеры проверяются величина хода клапана и плотность его закрытия.

По системе смазки подшипника турбины проверяются:

при водяной смазке — достаточность подачи воды из трубопровода технического водоснабжения или из спиральной камеры;

при масляной смазке — состояние и действие основного и резервного насосов подачи масла, системы заполнения и слива масла из ванн (при смазке с постоянным объемом); поступление масла к местам смазки и воды в охладители, а также правильность показания уровней масла в ваннах по маслоуказателям;

при густой смазке — действие лубрикатора и других устройств подачи смазки.

Проверяется также действие смазывающих устройств механизмов направляющего аппарата турбины.

Лекажный агрегат проверяется пробным пуском его вручную кнопкой пуска и с помощью поплавкового устройства. В моменты пуска и остановки поплавковым устройством устанавливаются фактические уровни масла в бачке.

Плотность набивки сальника турбины должна быть такой, чтобы во время работы агрегата обеспечивалось просачивание воды через сальник в количестве, необходимом для смазки вала с целью предохранения его от истирания. Окончательная регулировка плотности сальника производится на вращающемся агрегате.

Действие системы откачки воды из крышки турбины проверяется путем заполнения крышки водой с последующим включением самовсасывающего насоса вручную и от поплавкового устройства. При этом фиксируются объем воды, залитой на крышку, и время откачки. Эжектор, нормально работающий от давления воды в спиральной камере, проверяется подачей в него воды из трубопровода технического водоснабжения.

Проверяется действие реле давления или поплавкового устройства включения и отключения клапанов подвода воздуха в камеру рабочего колеса при переводе гидроагрегата в компенсаторный режим и возвращении обратно в генераторный режим.

Проверка, наладка и испытания механизмов системы регулирования являются основными и наиболее ответственными пусконаладочными операциями, обеспечивающими возможность нормального пуска и правильность дальнейшей надежной работы гидроагрегата. Ниже приводятся основные виды проверок, наладки и испытаний механизмов системы регулирования, выполняемых до заполнения турбины водой. В процессе этих операций проверяется правильность монтажа и работы как отдельных механизмов регулирования, так и системы в целом. При

этом последовательность проверок может быть различной в зависимости от местных условий подготовки агрегата к пуску. Испытания электрогидравлических регуляторов производятся по специальной инструкции завода-изготовителя.

При проверке МНУ необходимо произвести осмотр и гидравлическое испытание котла в соответствии с правилами Госгортехнадзора с составлением требуемой ими документации. Масляные насосы, основной и резервный, следует опробовать в работе при нормальном давлении в режиме 1 : 1 (отношение времени работы насоса на котел к времени его работы на слив) в течение 3 *ч*, а также проверить возможность пуска насосов под нагрузкой при различных давлениях в котле МНУ, вплоть до номинального. Компрессор должен работать без перебоев и создавать в котле необходимое давление воздуха.

Предохранительные клапаны должны быть отрегулированы так, чтобы они открывались при повышении давления на 1,0—1,5 *кгс/см*^{2} сверх номинального. Давление, при котором клапан полностью открыт и пропускает через себя всю подачу насоса на слив, должно быть устойчивым и не превышать 1,15 номинального. Закрытие клапана должно происходить при снижении давления до величины, превышающей номинальное на 0,5—1,0 *кгс/см*^{2}. Время возврата клапана в исходное положение при остановке насоса не должно превышать 3—5 *сек*.

Утечки воздуха из котла МНУ проверяются при закрытых воздушных вентилях и работающем масляном насосе с измерением повышения уровня масла в течение 12 *ч*. Протечки масла из котла МНУ при закрытых вентилях и клапанах и выключенном масляном насосе определяются измерением снижения уровня масла в котле в течение 8 *ч*. Давление в котле при этом поддерживается постоянным путем подкачивания воздуха. Проверяются также величины давлений, при которых должен подаваться импульс на включение резервного насоса, а в случае его отказа — на остановку агрегата.

Настройка реле давления производится уставками в соответствии с назначением каждого реле. Уставка реле давления на включение рабочего насоса задается при снижении давления в аккумуляторе на 6—8% номинального, а уставка реле давления на включение резервного насоса — при снижении давления на 16—20% номинального. Уставка реле давления на отключение рабочего и резервного насосов задается при повышении давления до номинального. Уставка реле давления для остановки агрегата задается при аварийном снижении давления.

Следует убедиться в правильности показаний указателя среднего положения главного золотника. Измеряется величина хода главного золотника при перемещениях направляющего аппарата на открытие и закрытие. Проверяется действие стопора турбины, а также гидроблокировки и сигнализации при конечных положениях стопора. Определяется натяг в механизмах направляющего аппарата измерением перемещения поршня сервомотора на открытие после снятия давления масла в полостях сервомотора и устанавливается величина минимального давления, необходимого для создания натяга.

Необходимо убедиться в нормальной работе узлов и механизмов комбинатора, гидроклапана и золотника комбинатора, механизма ручного и дистанционного привода, механизма настройки комбинатора по напору, отклонителя струи ковшовых турбин при определенных положениях иглы сопла, а также установить время полного открытия и закрытия лопастей рабочего колеса.

Следует установить фактические минимальные давления и уровень масла в котле МНУ, при которых закрывается регулирующий орган и действуют все гидроблокировки, а также определить минимальное давление масла в сервомоторах регулирующих органов, необходимое для их закрытия и открытия. Затем нужно проверить протечки масла в си-

стеме регулирования при нормальном давлении по режиму насоса на автоматическом и ручном управлении гидроагрегата. В поворотнолопастных и ковшовых турбинах эти протечки проверяются раздельно при открытых и закрытых гидроклапанах рабочего колеса и отклонителях. Следует определить также протечки масла в системе регулирования по снижению уровня масла в сливном баке за 24 *ч* при постоянном уровне масла в котле МНУ.

К основным проверкам и опробованиям работы механизмов системы регулирования при агрегате, не заполненном водой, относятся следующие:

1) проверка действия механизма ручного регулирования, а также ограничителя открытия и удаление случайно оставшегося воздуха из системы регулирования;

2) определение мертвых ходов и заеданий в передачах системы регулирования;

3) проверка правильности действия катаракта изодромного механизма и снятие его характеристики;

4) определение зависимости открытия направляющего аппарата от положения поршня сервомотора и градуирование шкалы открытий на тяге сервомотора и на колонке регулятора;

5) проверка комбинаторной зависимости и приведение ее в соответствие с заданной заводом-изготовителем;

6) определение перестановочных усилий в сервомоторе направляющего аппарата;

7) определение времени открытия и закрытия направляющего аппарата и разворота лопастей рабочего колеса;

8) проверка действия автоматического управления гидроагрегатом.

Проверка действия механизма ручного регулирования производится неоднократным медленным открытием и закрытием с помощью этого механизма направляющего аппарата в пределах его крайних положений. При этом первый цикл движения на полное открытие и закрытие должен составлять 30—40 *сек* с дальнейшим постепенным уменьшением его до проектного. После этого система регулирования переводится на автоматическое управление, и ограничителем открытия производятся такие же ускоряющиеся циклы открытия и закрытия направляющего аппарата. При движениях направляющего аппарата проверяется действие механизмов ручного регулирования и ограничения открытия. Правильность работы этих механизмов определяется отсутствием люфтов в их подвижных соединениях и немедленным реагированием поршня сервомотора на любую величину поворота маховичка ручного регулирования или рукоятки ограничителя. В процессе проверки необходимо обращать внимание на возможность расстройства механизмов из-за больших трений и заеданий в рычажно-тяговой передаче к ограничителю, а также из-за упругости этой системы.

При поворотах направляющего аппарата одновременно проверяется величина его максимального открытия. В случаях больших отклонений максимального открытия от проектного необходимо установить и устранить причины этого отклонения. Такими причинами часто бывает недостаточный ход поршня одного из сервомоторов или несогласованность движения поршней обоих сервомоторов.

Определение мертвых ходов и заеданий в передачах системы регулирования, а также проверка плавности движения обратной связи производятся с помощью индикаторов, установленных у штока сервомотора направляющего аппарата и у стакана катаракта (рис. 11-1). Изменяя положение направляющего аппарата медленным перемещением его сервомоторов от полного открытия до закрытия, проверяют плавность движения обратной связи, что характеризуется отсутствием скачков стрелок индикаторов. Разница показаний индикатора, установленного у ка-

таракта, в одном и том же положении сервомотора при движении его на открытие и закрытие определяет величину мертвого хода в передачах обратной связи. Мертвый ход фиксируется в трех положениях поршня сервомотора: вблизи полного закрытия, в среднем положении и при полном открытии. Величина его не должна превышать 0,5% полного хода поршня сервомотора.

Показания индикаторов записываются через каждую десятую долю полного хода сервомотора. По этим показаниям строятся кривые зависимости хода поршня катаракта от хода поршня сервомотора. Совпадение кривых, построенных при движении поршня сервомотора на открытие и на закрытие, показывает, что в передаче практически отсутствует мертвый ход и потери на трение невелики. Параллельность кривых означает наличие в передаче мертвого хода и незначительность потерь на трение. Если кривые не совпадают и непараллельны, то в передаче есть мертвый ход и заедания.

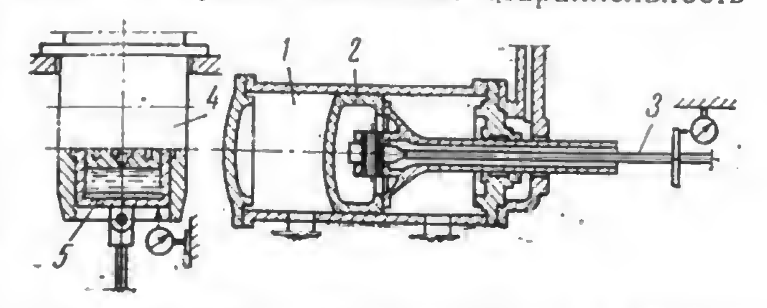


Рис. 11-1. Определение мертвого хода и заеданий в передаче обратной связи.
1 — корпус сервомотора; *2* — поршень сервомотора; *3* — шток сервомотора; *4* — катаракт; *5* — стакан катаракта

Действие катаракта вначале проверяется по характеру движения его поршня, смещенного в среднее положение. При неплавном движении поршня катаракт следует разобрать, промыть и, если нужно, подогнать сопряжения подвижных деталей. Затем с помощью индикатора, установленного у поршня, снимается характеристика катаракта, выраженная в виде зависимости расстояния между поршнем катаракта и его средним положением от времени. Для этого поршень при поднятой игле катаракта смещается из среднего положения последовательно вверх и вниз на 2—3 *мм* и возвращается из этих крайних положений при установленной на место игле. При этом через каждые 5 *сек* записываются расстояния поршня от его среднего положения. График, построенный по результатам испытаний, должен иметь вид плавных кривых. Время возвращения поршня в среднее положение должно быть одинаково. Неточность возвращения допускается обычно не более $\pm 0{,}02$ *мм*.

Для определения зависимости открытия направляющего аппарата от положения поршня сервомотора величина полного хода поршня при максимальном открытии делится по шкале на штоке сервомотора на десять равных частей. Затем ограничителем открытия или механизмом ручного регулирования производится полное открытие и закрытие направляющего аппарата с остановками через десятую часть хода сервомотора в обоих направлениях. В каждом положении поршня при остановках записывается величина открытия направляющего аппарата, равная среднему арифметическому расстоянию в свету между четырьмя парами смежных лопаток направляющего аппарата, расположенными обычно по главным осям агрегата. По полученным данным строятся кривые открытий направляющего аппарата в зависимости от величины хода поршня сервомотора при движениях поршня на открытие и на закрытие. Несовпадение кривых между собой допускается в пределах до 0,5%. Средняя из полученных кривых сравнивается с расчетной кривой завода-изготовителя.

В поворотнолопастных турбинах проверяется, кроме того, зависимость разворота лопастей рабочего колеса от величины открытия направляющего аппарата. Для этого градуировку угла установки лопа-

стей рабочего колеса, имеющуюся на их фланцах, необходимо перенести на шкалу указателя, расположенную на маслоприемнике, после чего направляющий аппарат открывается и закрывается с остановками в промежуточных положениях. Во всех этих положениях записываются величины открытия направляющего аппарата и угол разворота лопастей рабочего колеса. По полученным результатам строятся кривые зависимости разворота лопастей рабочего колеса от величины открытия и закрытия направляющего аппарата, которые также могут не совпадать в пределах до 0,5%. Средняя из этих кривых сравнивается с расчетной.

Если к полостям сервомотора подключить манометры, то по разности их показаний при перемещении поршня сервомотора можно определить величину перестановочного усилия, затрачиваемого на преодоление трения в механизмах направляющего аппарата. Перестановочные усилия определяются для ряда положений поршня при медленном движении его на открытие, а затем на закрытие. По полученным величинам разности давления можно построить график зависимости перестановочных усилий от хода поршня сервомотора. Так как при отсутствии воды в турбине поршень сервомотора в своем движении преодолевает только силы трения в механизмах направляющего аппарата, то результат этой проверки дает возможность судить о качестве изготовления и сборки направляющего аппарата. Для перемещения направляющего аппарата без воды обычно требуется давление в системе регулирования до 1,5—2,0 *кгс/см²*. В случаях необходимости для перемещения большей величины давления следует установить и устранить причины повышенного трения в механизмах направляющего аппарата.

Время полного закрытия и полного открытия направляющего аппарата, а также время разворота лопастей рабочего колеса в поворотнолопастных турбинах должно соответствовать гарантиям регулирования завода-изготовителя с возможными отклонениями в пределах до ±5%. Время закрытия направляющего аппарата проверяется при автоматическом управлении регулятором путем создания искусственного сброса нагрузки, что осуществляется нажатием руки на иглу пускоостанавливающего золотника. Время разворота лопастей рабочего колеса определяется при отсоединенной связи клина комбинатора с сервомотором направляющего аппарата быстрым перемещением клина в его крайние положения. Продолжительность закрытия и открытия направляющего аппарата и разворота лопастей рабочего колеса без воды отличается от этих же показателей для турбины с водой лишь в пределах 0,3—0,5 *сек*, а поэтому обычно ограничиваются настройкой регулирования направляющего аппарата и разворота лопастей рабочего колеса без воды.

Определение времени закрытия направляющего аппарата следует производить при температуре масла в системе регулирования, близкой к его эксплуатационной среднегодовой температуре. Если проверять время закрытия зимой при низкой температуре масла, то летом, когда температура масла повысится, может уменьшиться время закрытия, и как следствие произойдет повышение величины гидравлического удара в сравнении с расчетом. Наоборот, при проверке времени закрытия летом, когда температура масла более высокая, зимой получится увеличение времени закрытия, будет нарушена настройка системы регулирования и агрегат может работать неустойчиво.

Автоматическое управление гидроагрегатом проверяется путем имитации нормального пуска, а также нормальной и аварийной остановок агрегата. Вследствие того, что фактического пуска агрегата при этом не происходит, действие отдельных блокировок и элементов цепи пуска агрегата вызывается воздействием на них вручную. Правильность действия предупредительной сигнализации ненормальных режимов работы агрегата проверяется замыканием контактов соответствующих реле. Не-

обходимо также убедиться воздействием вручную в том, что цепи аварийной остановки агрегата заведены на пускоостанавливающий золотник регулятора.

Осмотр и проверка генератора до заполнения спиральной камеры водой должны производиться особенно тщательно. Это требование диктуется тем, что вся сборка не только узлов генератора, но и отдельных элементов их производится при монтаже, большей частью без заводской контрольной сборки.

Опытом эксплуатации установлено, что большая часть аварий генератора происходит вследствие ослабления и нарушения болтовых соединений отдельных элементов генератора. Поэтому следует внимательно проверять прочность затягивания и надежность стопорения всех доступных болтовых соединений генератора.

До начала осмотра генератора необходимо удалить из него посторонние предметы и произвести очистку всех полостей его от мусора и пыли. С целью обеспечения тщательной проверки законченности сборки генератора и готовности его к пуску осмотр должны производить несколько человек, которые, следуя друг за другом, осуществляют повторный контроль. При осмотрах основное внимание необходимо обращать на:

законченность и правильность сборки всех элементов генератора и особенно его вращающихся частей согласно сборочным и установочным чертежам;

надежность крепления всех болтовых соединений и стопорения их гаек;

отсутствие видимых трещин в сварных соединениях, в частности на роторе генератора;

правильность и чистоту воздушных зазоров в генераторе и системе возбуждения, а также других зазоров между вращающимися и неподвижными частями генератора;

отсутствие внешних дефектов и повреждений изоляции обмоток;

отсутствие посторонних предметов внутри генератора.

Проверка состояния и надежности болтовых соединений производится путем осмотра их с легкими ударами по гайке ручным молотком. Глухой или дребезжащий звук при этом покажет неплотность соединения. Проверяется также постановка всех контрольных штифтов и шпонок.

Особенно внимательно следует проверять чистоту воздушных зазоров генератора и системы возбуждения и отсутствие в зазорах посторонних предметов. Проверка осуществляется осмотром воздушных зазоров с просвечиванием их переносной лампой сверху и снизу полюсов, а также протягиванием веревки в воздушном зазоре вокруг ротора. При осмотре выборочно проверяется величина воздушного зазора и сравнивается с данными монтажного формуляра.

Проверяются состояние воздухоразделяющих щитов и лопастей вентиляторов и величины зазоров между ними, а также плотность люков воздухоразделяющих щитов.

Заполнение маслом системы подпятника и подшипника производится с непрерывной циркуляцией масла в течение не менее 12 *ч* до получения надлежащей чистоты масла. За несколько часов до пуска необходимо произвести анализ масла.

Действие всей системы торможения проверяется в режимах торможения и подъема ротора. Проверка тормозного действия производится подачей воздуха с последующим выпуском его. При этом колодки всех тормозов должны легко поджиматься к тормозному диску и свободно отходить от него. Для проверки подъемного действия тормозов в систему подается масло под давлением и производится подъем ротора на максимально возможную высоту. В процессе подъема ротора прове-

ряется плотность манжетных устройств тормозов, равномерность подъема ротора по окружности тормозного диска и состояние тормозного трубопровода, а также давление масла в системе торможения и зазор между опущенными колодками и диском. После снятия давления нивелированием замеряется величина прогиба грузонесущей (верхней или нижней) крестовины от действия веса ротора агрегата.

В системе водяного пожаротушения проверяются надежность крепления и правильность прокладки пожарных трубопроводов сверху и снизу статора.

По окончании осмотра и проверки генератора и турбины все люки и двери в блоке агрегата надежно закрываются и гидроагрегат считается готовым к заполнению водой подводящих устройств, о чем производится запись в пусковом журнале либо составляется акт.

11-3. ПРОВЕРКА ГИДРОАГРЕГАТА ПРИ ЗАПОЛНЕННЫХ ВОДОЙ ПОДВОДЯЩЕМ И ОТВОДЯЩЕМ ТРАКТАХ

До заполнения водой подводящего и отводящего трактов необходимо привести в рабочее состояние маслонапорную установку и систему регулирования гидроагрегата. На ручном управлении регулятора следует закрыть направляющий аппарат, а также лопасти рабочего колеса или отклонитель струи у ковшовой турбины и убедиться в целости разрывных устройств лопаток направляющего аппарата, после чего регулятор оставить на ручном управлении, а направляющий аппарат на стопоре. Следует также проверить закрытие всех вентилей питания водой из спиральной камеры.

После этого вначале обычно заполняется водой отсасывающая труба, а затем спиральная камера. Заполнение водой производится постепенно небольшим открытием основного затвора или через обводной трубопровод (байпас). При этом должен быть обеспечен дистанционный сброс затвора либо установлена надежная связь с дежурным персоналом у затвора.

По достижении нормального напора необходимо проверить отсутствие протечек в напорном трубопроводе через сальники компенсаторов, а также через уплотнения турбинных затворов и подшипники лопаток направляющего аппарата. Работа турбинных затворов проверяется путем ручного или автоматического воздействия на механизм управления. Устанавливается время нормального и аварийного закрытия затворов. В затворах с гидравлическим приводом определяется необходимый перепад давления при движении затвора на закрытие и на открытие, а в затворах с электрическим приводом — мощность, напряжение и сила тока при движении затвора на открытие.

Проверяется действие ручного и автоматического управления байпасом и определяются максимальный ход и продолжительность полного закрытия или открытия его задвижки, а также время заполнения через байпас водоподводящих устройств турбины. Определяется время опорожнения водоподводящих устройств турбины через спускной клапан. При наличии холостого выпуска необходимо произвести последовательно увеличиваемые сбросы воды через холостой выпуск и установить время его закрытия.

Проверяется достаточность подачи воды для смазки и охлаждения подшипника лабиринтных уплотнений и уплотнения вала турбины. Производится также проверка действия арматуры системы технического водоснабжения, обслуживающей охлаждение подшипников генератора и подпятника.

Действие и достаточность производительности водоотливных устройств с крышки турбины проверяются включением их вручную,

а также от поплавковых устройств с предварительным заполнением крышки водой.

Готовность гидроагрегата к пробному пуску фиксируется записью в пусковом журнале.

11-4. ПРОБНЫЙ ПУСК ГИДРОАГРЕГАТА

Непосредственно перед пробным пуском агрегата необходимо:

1) включить подачу смазки к подшипникам турбины;

2) создать нормальный эксплуатационный режим для маслонапорной установки и открыть все оперативные вентили системы регулирования;

3) опробовать стопор сервомотора направляющего аппарата, оставив его после этого в открытом положении;

4) установить маховички механизмов ручного регулирования и ограничителя открытия на колонке регулятора в положение «закрыто»;

5) проверить действие сигнализации перегрева подшипников и подпятника, прекращения подачи смазки и охлаждения их, а также понижения давления в МНУ и разрушения разрывных устройств направляющего аппарата;

6) отвести от контактных колец генератора и коллекторов системы возбуждения щетки и закрепить их;

7) проверить действие системы торможения и убедиться в том, что все колодки отошли от тормозного диска ротора;

8) в подпятниках с принудительным созданием при пуске масляной пленки за несколько минут до пуска включить подачу масла под давлением к поверхности трения диска и сегментов;

9) в местах наблюдения в процессе пуска за действием отдельных узлов и механизмов агрегата расставить хорошо проинструктированный ответственный персонал, обеспечив его надежной и быстрой телефонной или другой связью с пунктом управления пуском гидроагрегата.

Первый пуск агрегата следует производить вручную ограничителем открытия или механизмом ручного регулирования. Направляющий аппарат необходимо быстро открыть несколько дальше положения, соответствующего холостому ходу агрегата, и затем прикрыть до положения меньше холостого хода. При таком открытии направляющего аппарата быстро набирается скорость вращения агрегата, что способствует всплыванию подпятника и созданию в нем масляной пленки, а также лучше промывается через лопатки направляющего аппарата строительный мусор из подводящих устройств.

Со скоростью вращения порядка 75—80% номинальной гидроагрегат должен работать в течение 0,5—1,0 *ч*, после чего скорость вращения его поднимается до номинальной. При этом с начала пуска необходимо тщательно следить за температурным состоянием подшипников и подпятника, записывая величины температуры в течение первых 10 *мин* работы агрегата через 2 *мин*, последующих 30 *мин* — через 5 *мин* и далее через 10—15 *мин*. Обычно температура подшипников и подпятника вначале повышается быстро, а затем повышение ее замедляется, и через 2—3 *ч* она устанавливается постоянной. Максимальная температура подшипников и сегментов подпятника на холостом ходу должна быть не более 60—65 °С. Температура масла при пуске агрегата должна быть не менее 10 °С, а подачу охлаждающей воды в систему подшипников и подпятника следует начинать, когда температура масла достигнет 25—28 °С. Пусковое удельное давление на подпятник с учетом реакции воды при пуске не должно быть более 30 *кгс/см*^{2}.

В случаях чрезмерно быстрого повышения температуры подшипников или сегментов подпятника, зафиксированного установленными на них приборами, даже если абсолютная температура и не достигла еще

предельной величины, необходимо остановить агрегат, выяснить и устранить причину резкого повышения температуры.

В процессе пробной работы агрегата необходимо все время тщательно осматривать и прослушивать его ответственные узлы, проверять достаточность подачи смазки в турбинный подшипник, а также подачи воды в уплотнения турбины и для охлаждения масла в ваннах подшипников и подпятника. Проверяется действие резервных устройств защиты и сигнализации, включающихся при прекращении смазки подшипников и подпятника.

Таблица 11-1

Величины вибрации подшипниковых опор и крестовин

Место замера вибрации	Допускаемая вибрация, *мм*, при скорости вращения агрегата, *об/мин*		
	187,5	375	750
Крестовина со встроенным направляющим подшипником	0,18	0,12	0,10
Опоры подшипников гидротурбин	0,05	0,04	0,03

При пробном пуске агрегата проверяются величины открытий направляющего аппарата в начале вращения агрегата (пусковое открытие) и на холостом ходу и пусковой угол разворота лопастей рабочего колеса. С помощью индикаторов или контактных датчиков с записью на осциллограф проверяются бой вала в различных сечениях, бой контактных колец и коллекторов, а также вибрация подшипниковых опор и крестовин. Допустимые величины вибраций приведены в табл. 11-1.

Продолжительность пробного пуска гидроагрегата при нормальной скорости вращения определяется временем, необходимым для установления постоянного температурного режима подшипников и подпятника. При этом установившимся режимом считается неизменность температур трущихся поверхностей подшипников и подпятника в течение не менее 2 *ч* непрерывной работы. Затем агрегат останавливается для осмотра и определения результатов пробного пуска. Остановка агрегата производится полным закрытием направляющего аппарата и торможением генератора, когда скорость вращения агрегата снизится до 40—50% номинальной.

После остановки агрегата производится осмотр состояния всех его узлов. Особенно тщательно должны быть проверены болтовые и сварные соединения ротора генератора, крепление статора к фундаментым плитам, крепление вентиляторов и воздухоразделяющих щитов, а также соединения всех деталей турбины и генератора, подвергающихся пульсирующим нагрузкам. Проверяется прилегание щеток к контактным кольцам и коллекторам. В турбине проверяется состояние сальника и деталей механизма поворота направляющего аппарата.

11-5. ИСПЫТАНИЯ ГИДРОАГРЕГАТА НА ХОЛОСТОМ ХОДУ

Второй пуск гидроагрегата для испытания и проверки его работы на холостом ходу может быть произведен после устранения дефектов и неправильностей изготовления и монтажа агрегата, выявленных в процессе пробного пуска. Подготовка ко второму пуску и осмотр агрегата выполняются аналогично тем же операциям, что и при первом пуске. Вторично пуск агрегата производится сразу до номинальной скорости вращения с переводом на автоматическое регулирование, когда главный золотник регулятора будет находиться в среднем положении. Регуляторы переводятся на автоматическое регулирование постановкой ограничителя открытия в положение, несколько большее открытия холостого хода.

При нормальной скорости вращения гидроагрегата необходимо измерить напряжение на зажимах регуляторного генератора, и если оно окажется более чем на 10% ниже номинального, то автоматический пуск и работа агрегата на автоматическом регулировании не допускаются.

Проверка гидроагрегата на холостом ходу производится вначале на невозбужденном генераторе, а затем проверки повторяются после подачи возбуждения. До включения возбуждения генератора должно быть выполнено следующее:

1) проверено действие всех резервных устройств, элементов сигнализации и защиты агрегата с аварийной остановкой его от пускоостанавливающего золотника, на который воздействуют через подключенные к нему реле от различных защит;

2) проверена работа регулятора и всей системы автоматики при дистанционном автоматическом пуске агрегата с наблюдением за действием всех автоматических устройств;

3) опробовано действие переключателя «ручное — автомат» с проверкой плавности перехода с ручного регулирования на автоматическое и обратно, а также проверена работа гидроклапанов действия сигнализации при их конечных положениях;

4) определен максимальный диапазон изменения скорости вращения, а также чувствительность регулятора при снижении и повышении скорости вращения;

5) определены величина и период колебания поршня сервомотора регулирующего органа и скорости вращения агрегата. Величина колебаний поршня сервомотора допускается не более 1,0% его полного хода, а колебания скорости вращения — не более 0,3% нормальной;

6) проверен режим насосов МНУ, который считается нормальным при отношении времени работы на котел ко времени работы вхолостую не более 1 : 4;

7) измерены протечки масла в системе регулирования на холостом ходу при автоматическом и ручном регулировании по режиму насоса, если известна его производительность, или по величине снижения уровня масла в котле за определенный промежуток времени, в течение которого насос должен работать вхолостую;

8) проверена по частотомеру правильность показаний тахометра на колонке регулятора.

После выполнения проверок и испытаний механизмов агрегата на холостом ходу производятся включение возбуждения генератора и проверочная сушка его в соответствии с принятой технологией монтажных работ. В процессе возбуждения генератора проверяется бой вала, контактных колец и коллекторов, измеряется вибрация опор, а также проверяется действие термоконтроля.

По окончании сушки генератора производятся электрические испытания его в соответствии с пусковой программой.

11-6. ИСПЫТАНИЯ ГИДРОАГРЕГАТА ПОД НАГРУЗКОЙ

Проверка агрегата под нагрузкой. В процессе работы гидроагрегата под нагрузкой проверяются показатели работы и состояние как агрегата в целом, так и его отдельных узлов и механизмов. Объем такой проверки устанавливается программой приемо-сдаточных испытаний.

Обычно снимается и сравнивается с заводской фактическая рабочая характеристика агрегата, определяющая зависимость мощности генератора от открытий направляющего аппарата. Для поворотнолопастных турбин эта характеристика снимается при открытии лопастей рабочего колеса по заводской комбинаторной зависимости, установленной для

данного напора. Натурная комбинаторная зависимость для каждого напора определяется по непосредственным измерениям расхода воды, протекающей через турбину, либо по перепаду давления в двух точках спиральной камеры или другим способом.

При включении гидроагрегата в энергосистему с пульта управления дается импульс на изменение нагрузки и устанавливается длительность процесса реализации этого импульса. Такую проверку необходимо выполнить при трех различных уставках механизма остающейся неравномерности.

Статическая характеристика регулятора, т. е. зависимость между открытием направляющего аппарата (отсекателей или игл сопл) и скоростью вращения гидроагрегата, для двух или трех значений остающейся неравномерности регулирования проверяется способом, выбранным в зависимости от типа турбины и условий работы агрегата.

Определение сил, действующих в регулирующих органах турбины, производится измерением давления в обеих полостях сервомоторов при медленном изменении нагрузки от нуля до максимума и обратно до полной остановки агрегата. Такие измерения необходимо производить для десяти промежуточных положений поршня регулирующего органа.

Устанавливается минимальное давление и минимальный уровень масла в котле, при которых возможна аварийная остановка агрегата.

При отключенном маятнике регулятора увеличивается скорость вращения агрегата путем воздействия на механизм ручного регулирования или на ограничитель, после чего проверяется действие защитных устройств и сигнализации от разгона агрегата и определяется скорость вращения, при которой сработали механизмы на остановку агрегата.

Проверяется работа гидроагрегата и его отдельных механизмов при четырех различных установившихся нагрузках в диапазоне от нуля до максимальной с фиксированием при каждом режиме следующих показателей:

температуры вкладышей подшипников, сегментов подпятников, масла и разности температуры охлаждающей воды на входе и выходе из охладителя;

боя вала и вибрации опор;

колебаний поршня сервомотора направляющего аппарата в установившемся режиме;

колебаний скорости вращения агрегата;

режимов работы масляных насосов МНУ;

протечек масла в системе регулирования;

температуры обмоток и активной стали статора, а также воздуха, входящего в охладители генератора.

Проверяется действие устройств перевода агрегата в режим синхронного компенсатора и обратно в генераторный режим.

Испытания на сбросы и набросы нагрузки. Каждый гидроагрегат, вводимый в эксплуатацию, должен быть испытан на сброс нагрузки в последовательности 25, 50, 75 и 100% номинальной мощности или максимально возможной, если агрегат пускается при пониженном напоре. Испытания на наброс нагрузки производятся только в случае необходимости и по согласованию с заводами — изготовителями турбины и генератора. Величина набрасываемой нагрузки не должна превышать 50% номинальной мощности.

При испытаниях на сброс и наброс нагрузки определяются и фиксируются в порядке, приведенном в табл. 11-2, следующие показатели:

нагрузка и скорость вращения;

открытие регулирующих органов по шкале регулятора и штоку сервомотора;

давление воды в спиральной камере или в коллекторе перед турбиной;

вакуум в отсасывающей трубе;

давление в котле МНУ;

продолжительность закрытий и открытий регулирующих органов;

продолжительность процесса регулирования, число колебаний поршня и их амплитуда;

максимальное смещение главного распределительного золотника;

максимальное открытие клапанов срыва вакуума или холостого выпуска и длительность их открытия и закрытия;

вибрация опор, крышки турбины и других узлов гидроагрегата до сброса, максимальная в процессе регулирования и установившаяся после сброса.

Таблица 11-2

Испытания гидроагрегата под нагрузкой

Измеряемые величины	Значения до сброса (наброса)	Сброс нагрузки, %				Наброс нагрузки, % номинальной мощности		Установившееся значение
		25	50	75	100	25	50	
Нагрузка, *Мвт*								
Скорость вращения, *об/мин*								
Давление в спиральной камере, *м*								
Вакуум в отсасывающей трубе, *м*								
Время, *сек*:								
закрытия направляющего аппарата								
открытия направляющего аппарата								
процесса регулирования								
Открытие направляющего аппарата, *мм*								
Работа клапанов срыва вакуума или холостого выпуска:								
время открытия, *сек*								
время закрытия, *сек*								
ход, *мм*								
Давление в котле МНУ, *кгс/см²*								
Изменение скорости вращения, %:								
по данным завода								
фактическое								
Изменение давления в спиральной камере, %:								
по данным завода								
фактическое								

После обработки результатов этих испытаний производятся проверка и сравнение гарантий заводов-изготовителей по регулированию гидроагрегата с фактическими данными, полученными при испытаниях. При этом временная неравномерность регулирования (в процентах) определяется по формуле

$$\delta_{вр} = \frac{n_{макс(мин)} - n_0}{n_0} \cdot 100,$$

где $n_{макс}$ — максимальная скорость вращения при сбросе, *об/мин*;

$n_{мин}$ — минимальная скорость вращения при набросе, *об/мин*;

n_0 — скорость вращения при нагрузке до сброса (наброса), *об/мин*.

Изменение давления в спиральной камере (в процентах) при сбросах и набросах нагрузки равно:

$$\Delta H = \frac{H_{макс(мин)} - H}{H} \cdot 100,$$

где H — фактический напор при испытаниях, *м*;

$H_{макс}$ — максимальный напор в момент сброса, *м*;

$H_{мин}$ — минимальный напор в момент наброса, *м*.

По окончании проверки гидроагрегата под нагрузкой и испытаний на сброс и наброс нагрузки и после устранения всех выявленных при этом дефектов и недостатков гидроагрегат включается на продолжительную гарантийную работу, длительность которой устанавливается техническими условиями на поставку. Обычно эта длительность составляет 72 *ч.*

11-7. ВИБРАЦИЯ ГИДРОАГРЕГАТА

Причины повышенной вибрации. Величина вибрации элементов агрегата определяет возможность длительной надежной работы гидроагрегата и является одним из основных качественных показателей его конструкции, технологии изготовления и выполнения монтажных работ. Повышенная вибрация гидроагрегата может привести к аварийному его состоянию, понижению к. п. д. и дополнительным потерям энергии. Поэтому в случаях, когда вибрация агрегата превышает допустимые величины, должны быть установлены и устранены причины повышенной вибрации.

Причины повышенной вибрации гидроагрегата в зависимости от источника возмущающей силы могут быть разделены на три вида: механические, гидравлические и электрические.

К механическим причинам относятся:

небаланс ротора генератора и рабочего колеса турбины;

неправильное состояние и положение оси вала гидроагрегата;

неполадки в подшипниковых узлах;

слабое крепление опорных деталей агрегата или их недостаточная жесткость;

задевание вращающихся деталей агрегата о неподвижные.

Гидравлическими причинами являются:

гидравлический небаланс рабочего колеса;

неправильное высотное положение рабочего колеса радиально-осевой турбины относительно направляющего аппарата;

неправильно установленная комбинаторная зависимость в поворотнолопастных турбинах;

работа турбины в кавитационных режимах.

Электрические причины вибрации агрегата заключаются обычно в неравномерности притяжения ротора к статору (электромагнитный небаланс), вызываемой в основном:

неравномерностью воздушного зазора генератора, возбудителя и подвозбудителя;

овальностью формы ротора генератора;

замыканием витков обмотки полюсов ротора.

Вибрация гидроагрегата измеряется в следующих местах:

у вертикальных агрегатов — на нижней и верхней крестовинах в двух горизонтальных взаимно перпендикулярных и вертикальном направлениях, а у турбинного подшипника — только в горизонтальном и вертикальном направлениях, расположенных в одной вертикальной плоскости;

у горизонтальных агрегатов — на всех опорных подшипниках в вертикальном, осевом и поперечном направлениях;

у генераторов — на полках корпуса статора;

у всех гидроагрегатов — на полу машинного здания, перекрытиях отсасывающей трубы и в других наиболее подверженных вибрации местах.

Измерения вибрации чаще всего осуществляются специальным электродинамическим вибродатчиком с записью величины ее осциллографом. Применяются также тензометрические и механические вибро-

датчики. Для грубо приближенных измерений вибрации могут быть применены индикаторы.

Определение причин повышенной вибрации, особенно если они не выражены ясно, является очень сложной задачей. В этих случаях необходимо вначале определить источник возмущающей силы, а затем уже устанавливать и устранять причины вибрации.

Одновременно с измерениями вибрации проверяется также бой вала индикаторами в тех же сечениях, что и при центровке агрегата.

Устранение механических причин вибрации. Неправильное состояние и положение оси вала агрегата является следствием излома оси вала или уклона ее и выражается в повышенном бое вала. Устраняется эта причина повышенной вибрации повторной центровкой вала агрегата с доведением результатов центровки до допустимых величин.

Повышение вибрации агрегата может быть вызвано чрезмерными зазорами между вкладышами подшипников и валом либо большой разностью их по окружности. С целью устранения возможности повышения вибрации по этой причине зазоры в подшипниках должны быть доведены до нормы с равномерным распределением их по периметру.

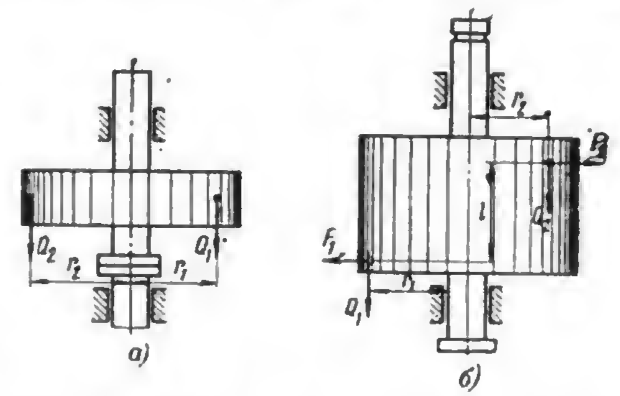


Рис. 11-2. Виды неуравновешенности ротора генератора.

а — статическая неуравновешенность; *б* — динамическая неуравновешенность.

В процессе работы гидроагрегата часто наблюдается ослабление соединений в местах крепления лап верхней крестовины, в соединениях нижней крестовины, в креплениях полюсов ротора генератора, лопастей рабочего колеса поворотнолопастных турбин и др. Вибрация по этой причине появляется обычно после некоторого времени работы агрегата под нагрузкой. Устранение вибрации в таких случаях производится повторным затягиванием болтовых соединений агрегата либо увеличением жесткости конструкции соответствующих деталей.

Задевание вращающихся деталей агрегата о неподвижные может происходить в лабиринтных уплотнениях, крышке турбины и в других местах. Для устранения вибрации по этой причине необходимо установить требуемые зазоры в местах задевания путем перецентровки соответствующих деталей либо механического устранения (припиловки, шлифовки) мест заедания.

Одной из частых причин повышенной вибрации является небаланс или неуравновешенность ротора агрегата. Наличие в роторе генератора или в рабочем колесе турбины неуравновешенной массы создает при вращении центробежную силу, которая и вызывает вибрацию ротора агрегата. При этом неуравновешенность ротора агрегата может быть статической и динамической.

Статическая неуравновешенность наблюдается часто у роторов генераторов и рабочих колес гидротурбин, имеющих небольшую высоту (низкооборотные гидроагрегаты), и создается массой Q_1 (рис. 11-2,*а*). Для статического уравновешивания достаточно поместить на одной стороне ротора или рабочего колеса уравновешивающий груз Q_2. При этом момент сил относительно оси вращения агрегата должен быть равен нулю:

$$Q_1 r_1 - Q_2 r_2 = 0.$$

Величина уравновешивающей массы и место ее закрепления определяются при статической балансировке.

Динамическая неуравновешенность ротора генератора (рабочего колеса турбины) приводится к двум неуравновешенным массам, которые создают момент центробежных сил в плоскости, проходящей через ось вращения, в то время как статически ротор уравновешен (рис. 11-2,б).

Неуравновешенные центробежные силы равны:

$$F_1 = \frac{Q_1}{g}\,\omega r_1;\ F_2 = \frac{Q_2}{g}\,\omega r_2,$$

где ω — угловая скорость вращения,

g — ускорение силы тяжести;

r_1 и r_2 — радиусы приложения масс.

При статической уравновешенности ротора $Q_1r_1=Q_2r_2$, сила $F_1=F_2=F$ и, следовательно, момент неуравновешенных центробежных сил равен:

$$M=Fl,$$

где l — плечо пары сил F_1 и F_2.

Динамическая неуравновешенность может быть у роторов генераторов и рабочих колес, имеющих большую высоту (высокооборотные гидроагрегаты). Для динамического уравновешивания необходимо приложить пару сил, момент которых равен по величине и противоположен по знаку моменту от неуравновешенных масс, т. е. следует произвести балансировку по двум сторонам ротора. При этом грузы устанавливаются как на верхней, так и на нижней частях ротора.

Для уравновешивания ротора гидроагрегата практически достаточно произвести раздельную статическую балансировку рабочего колеса и ротора генератора. Рабочие колеса турбин балансируются на заводе или при монтаже, и дополнительной их балансировки после сборки агрегата обычно не требуется. Роторы же генераторов на заводе не балансируются, а сборка их на монтажной площадке не всегда может обеспечить достаточную уравновешенность массы ротора. Поэтому причиной, вызывающей повышенную вибрацию агрегата, является, как правило, неуравновешенность ротора генератора. Эта неуравновешенность должна устраняться балансировкой ротора на вращающемся агрегате.

Балансировка вращающегося ротора генератора является сложной операцией, требующей от исполнителей не только тщательности выполнения ее, но и известных навыков. Осуществление такой балансировки может производиться различными способами: способом отметок на валу, последовательным прикреплением пробного груза в трех точках, обходным пробным грузом, графическим способом и др. В связи с большим количеством существующих способов балансировки и отсутствием возможности изложения их в настоящем учебнике ниже кратко рассмотрен в качестве примера только один способ балансировки обходным пробным грузом и даны краткие сведения о способе балансировки с помощью электродинамических датчиков вибрации (способ ОРГРЭС). Более подробно о способах балансировки следует смотреть в специальной литературе.

Балансировка способом обхода пробным грузом осуществляется в следующем порядке [Л. 11]. Ротор по окружности, на которой предполагается крепить балансирующий груз, делится на шесть или восемь равных частей (кратно числу спиц) и размечается в натуре на роторе. На строящемся графике (рис. 11-3) по оси X откладывают в масштабе развернутую длину мерной окружности, а по оси Y наносят также в своем масштабе среднюю величину вибрации, замеренной при номинальной скорости вращения (прямая *1*).

Затем в одной из размеченных точек на роторе закрепляют пробный груз, вес которого должен создавать центробежную силу, составляющую 0,5—2,5% веса ротора генератора. При этом определение веса пробного груза удобно производить по формуле

$$P_0 = (5 \div 25) \frac{G}{n^2 r},$$

где P_0 — пробный груз, *кг;* G — вес ротора генератора, *кг;* n — скорость вращения агрегата, *об/мин;* r — радиус крепления пробного груза, *м.*

При этом меньшее значение коэффициента следует принимать для генераторов со скоростью вращения до 100 *об/мин*, а большее — для генераторов со скоростью вращения 500 *об/мин.*

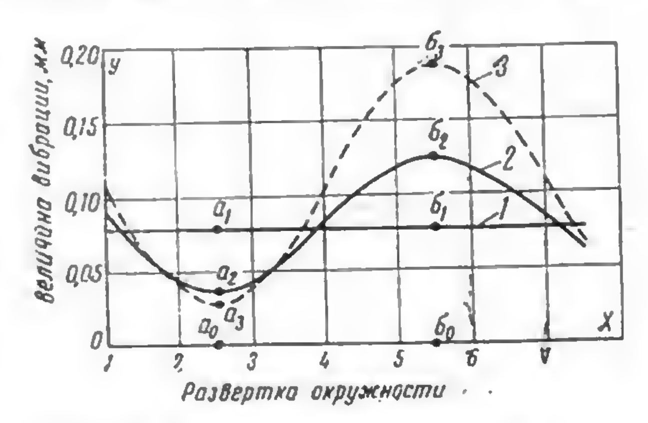


Рис. 11-3. График значения вибраций.

После пуска агрегата с пробным грузом при нормальной скорости вращения замеряется вибрация и максимальное значение ее в масштабе наносится на график. Затем груз последовательно перемещается в соседние сечения с замером вибрации в каждом сечении. Нанеся все замеренные величины максимальной вибрации на график, получим кривую *2*, определяющую максимальные вибрации гидроагрегата при различных положениях пробного груза в случаях, когда он меньше небаланса ротора. Если замеры вибрации выполнены правильно, то величины амплитуд a_1a_2 и $б_1б_2$ будут равны между собой.

Из рассмотрения полученной кривой *2* видно, что вибрации имеют наименьшие значения в точке a_0, расположенной между сечениями *2* и *3* и определяющей необходимое место установки балансирующего груза. Величина же балансирующего груза вследствие пропорциональности его величине вибрации будет равна:

$$P_б = P_0 \frac{a_0a_1}{a_1a_2},$$

где a_0a_1 и a_1a_2 — амплитуды, определяющие соответствующие вибрации, *мм.*

В случае, когда пробный груз больше небаланса ротора, на графике получится кривая *3*, по которой и следует определять величину балансирующего груза, равную:

$$P_б = P_0 \frac{б_0б_1}{б_1б_2}.$$

Вследствие того, что наибольшая вибрация находится в точке $б_3$, балансирующий груз необходимо крепить в диаметрально противоположной точке a_0. После закрепления балансирующего груза агрегат пускают вновь и производят проверку вибрации.

Балансировка по способу ОРГРЭС производится с использованием электродинамических датчиков вибрации. Заключается этот способ в одновременной записи на осциллограмме кривой вибрации агрегата и развернутой длины окружности вращающегося ротора, что дает возможность сразу после пуска определить величину вибрации и положение небаланса. Вес балансирующего груза вначале определяется ориентировочно, а при втором пуске уточняется. Такая балансировка позволяет быстро и довольно точно определить положение небаланса и вес балан-

сирующего груза, но выполнение ее требует высококвалифицированного опытного персонала и наличия специальной аппаратуры.

Устранение гидравлических причин вибрации. Гидравлический небаланс рабочего колеса вызывается неравномерностью давления воды на поверхности вращающегося рабочего колеса. Причинами такого небаланса могут быть:

эксцентричная расточка уплотняющих колец на рабочем колесе;

односторонняя обточка обода рабочего колеса при балансировке;

неудачные расположение и форма балансирующего груза;

засорение спиральной камеры или закупорка проходных сечений между лопастями рабочего колеса.

Вибрацию из-за гидравлического небаланса можно несколько уменьшить центровкой рабочего колеса так, чтобы ось его вращения находилась строго в центре камеры, а также изменением формы и места крепления балансирующего груза. Засорение спиральной камеры или закупорка проходных сечений рабочего колеса устраняется очисткой их.

Неправильность высотного положения рабочего колеса относительно направляющего аппарата в радиально-осевых турбинах приводит к отрыву потока от внутренней поверхности обода рабочего колеса и неравномерности давления перед уплотнениями, что вызывает повышенную вибрацию турбины. Причиной изменения высотного положения рабочего колеса, правильно установленного при монтаже, могут служить прогиб верхней крестовины и температурное удлинение вала. Исследования на ряде станций показывают, что прогиб верхней крестовины при номинальной нагрузке агрегата составляет до 1 *мм*. Температура вала работающего агрегата может достигать 35 °С. Температурное удлинение вала может быть определено по формуле

$$\Delta l = \alpha l \Delta t,$$

где α — коэффициент линейного удлинения (для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$); l — длина вала; Δt — разность температур вала при монтаже и на работающем агрегате.

Так, если разница в температурах вала при монтаже агрегата и в его работе будет 15 °С, а длина вала турбины 6 *м*, то температурное удлинение вала может быть:

$$\Delta l = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 6\,000 \cdot 15 = 1{,}1 \text{ мм}.$$

Следовательно, общее опускание рабочего колеса работающего агрегата в этом случае может составить более 2 *мм*. Поэтому при монтаже рабочего колеса высотное положение его должно определяться с учетом прогиба верхней крестовины и температурного удлинения вала.

Неправильно установленная комбинаторная зависимость поворотнолопастных турбин приводит к ударному входу воды на лопасти рабочего колеса, что вызывает повышение вибрации агрегата. Вследствие этого целесообразно наладку комбинаторной зависимости осуществлять по методу наименьших вибраций, который может обеспечить не только минимальные вибрации турбины, но и ее оптимальную относительную характеристику.

Кавитационные явления в турбинах, помимо разрушающего действия на детали проточного тракта, вызывают также повышенную вибрацию агрегата и удары в отсасывающей трубе. Вибрацию из-за кавитационных явлений можно иногда уменьшить впуском воздуха под рабочее колесо, изменением формы выходных кромок рабочих лопастей либо другими противокавитационными мероприятиями.

Устранение электрических причин вибрации. Для устранения электромагнитного небаланса генератора, выражающегося в неравномерности магнитного притяжения ротора генератора к статору, необходимо

проверить и обеспечить равномерность воздушных зазоров генератора, возбудителя и подвозбудителя. Следует также проверить форму ротора и при обнаружении овальности устранить ее. В случае наличия замыкания соседних витков обмотки полюсов ротора необходимо произвести ремонт полюсов.

11-8. НАТУРНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Целью натурных энергетических испытаний, выполняемых в процессе начальной эксплуатации станции, является определение энергетических параметров и характеристик основного технологического и вспомогательного оборудования. В объем энергетических испытаний, выполняемых по специальной программе, входят определение мощности и к. п. д. турбины с непосредственными замерами расхода воды, испытания механической части гидроагрегата и проверка действия и параметров системы регулирования и автоматики. Производятся также испытания электрической части блока гидроагрегата, включая определение к. п. д. генератора.

Проверка и испытания механической части гидроагрегата, системы регулирования и автоматики осуществляются теми же способами, что и при пусковых испытаниях, описанных выше. Электрические испытания производятся по отдельной специальной программе.

Ниже кратко приводится содержание энергетических испытаний и определения основных параметров гидроагрегата.

Определение к. п. д. турбины. При испытаниях агрегата на к. п. д. производится построение его рабочих характеристик — зависимости между расходом воды через турбину и мощностью агрегата $N_а = f(Q)$ и зависимости между к. п. д. и мощностью агрегата $\eta_а = f(N_а)$. Производится также тарировка постоянных расходомеров.

Как известно, мощность гидроагрегата равна:

$$N_а = N_т \eta_г = \frac{QH\gamma\eta_т\eta_г}{102}.$$

Отсюда к. п. д. турбины

$$\eta_т = \frac{102 N_а}{QH\gamma\eta_г},$$

где $N_а$ — мощность агрегата на шинах генератора, *квт; Q* — расход воды, *м³/сек: H* — рабочий напор, *м;* γ — объемный вес воды, 1 000 *кг/м³*.

Следовательно, для определения к. п. д. турбины необходимо произвести измерение следующих величин:

1) мощности гидроагрегата на шинах генератора — обычно определяется двумя ваттметрами класса 0,2—0,5, включаемыми через измерительные трансформаторы, либо с помощью счетчика мощности;
2) расхода воды — непосредственным измерением;
3) рабочего напора — непосредственным измерением;
4) к. п. д. генератора — по данным завода-изготовителя либо по результатам испытаний генератора.

Одновременно замеряются скорость вращения агрегата и показания постоянного расходомера.

Колебания нагрузки и напора при проведении отдельных опытов допускаются ±2%, а скорости вращения — не свыше ±1% среднего значения их в данном цикле испытаний.

Испытания агрегата производятся при различных режимах его работы от холостого хода до максимальной нагрузки с интервалами записей через 10% номинальной мощности при увеличении нагрузки и через 20% при ее уменьшении.

Определение расхода воды является наиболее сложной и трудоемкой операцией при испытаниях. В настоящее время в отечественной практике испытаний гидротурбин применяются в основном следующие способы измерения расхода:

гидрометрическими вертушками — для крупных и средних низконапорных турбин;

методом гидравлического удара — для высоко- и средненапорных турбин с напорным трубопроводом, имеющим прямолинейный участок достаточной длины;

с помощью водослива в отводящем канале — для всех типов малых турбин.

Измерение расхода воды с помощью гидрометрических вертушек является наиболее распространенным. Метод этот основан на том, что объем воды, протекающей через мерный створ потока, равен:

$$Q = vF,$$

где v — средняя скорость воды в сечении, *м/сек*; F — площадь сечения, перпендикулярного направлению потока, *м²*.

Величины средних скоростей потока определяются вертушками, установленными в ряде точек мерного створа либо медленно и равномерно перемещаемыми из одного крайнего положения в другое. Общее число точек замера скоростей в сечении принимается равным:

$$z = (15 \div 25)\sqrt{F},$$

где F — площадь мерного створа, *м²*.

Показания вертушек во время испытания автоматически записываются на лентах хронографов. По полученным записям строятся кривые распределения скоростей в мерном створе, по которым затем и определяется расход воды через этот створ.

Метод гидравлического удара при определении расхода воды основан на теореме механики о количестве движения и применим при наличии закрытого напорного трубопровода. Если закрывать направляющий аппарат или затвор в конце трубопровода работающей турбины, то в зависимости от времени закрытия затвора будет происходить повышение давления в трубопроводе. Изменение давления при этом с помощью специального прибора записывается на диаграмму.

Площадь диаграммы, ограниченная кривой давления, полученной при записи в определенном масштабе, дает возможность определить расход воды по формуле

$$Q = \frac{Fg}{L}a - q,$$

где F — площадь поперечного сечения трубопровода, *м²*; g — ускорение свободного падения, *м/сек²*; a — площадь диаграммы, *м · сек*; q — утечки воды через закрытый направляющий аппарат, *м³/сек*; L — расстояние между мерными сечениями, *м*.

Измерение давления производится в двух сечениях трубопровода (дифференциальный метод). При этом расстояние между выбранными мерными сечениями должно быть не менее двух диаметров трубопровода, а произведение длины между участками (*м*) на среднюю скорость потока (*м/сек*) в мерном участке при наибольшей нагрузке агрегата — не менее 20.

В мерных сечениях трубопровода просверливаются диаметрально расположенные отверстия размером 8—10 *мм* (не менее двух) и соединяются между собой коллектором. Затем коллекторы обоих мерных сечений присоединяются к специальному прибору для записи давления.

Утечки воды через закрытый направляющий аппарат определяются объемным способом по вытеканию воды из напорного трубопровода при закрытом верхнем затворе.

Точность определения расхода воды методом гидравлического удара высока, но применение его требует сложной специальной аппаратуры и высококвалифицированного опытного персонала.

Измерение расхода воды на небольших станциях может производиться с помощью прямоугольного водослива без бокового сжатия, расположенного в отводящем канале. Уровень на водосливе замеряется водомерной рейкой или лимниграфом на определенном расстоянии от гребня водослива. При этом расход воды (*м³/сек*) определяется по формуле

$$Q = mB\sqrt{2gh^{3/2}},$$

где m — коэффициент водослива, определенный для каждого режима по тарировке водослива; B — ширина водослива, *м*; g — ускорение свободного падения, *м/сек²*; h — высота от гребня водослива до поверхности потока, *м*.

Измерение расхода водосливом дает удовлетворительные результаты при B до 5 *м* и h до 2 *м*.

Измерение напора. Рабочий напор турбины определяется как разность энергий при входе в турбину и на выходе из нее (см. § 1-1) и является суммой потенциальной $(z_{\text{ВБ}} - z_{\text{НБ}})$ и кинетической энергии $(v_1^2 - v_2^2)/2g$ потока, используемой в турбине.

При испытаниях низконапорных поворотнолопастных и радиально-осевых гидротурбин, не имеющих напорных трубопроводов, определение потенциальной энергии производится путем замеров отметок уровней верхнего $z_{\text{ВБ}}$ и нижнего $z_{\text{НБ}}$ бьефов по водомерным рейкам или лимниграфам.

В высоконапорных турбинах потенциальная энергия у входа в турбину определяется замерами с помощью трубчатых и ртутных манометров или поршневых прессов, а на выходе из турбины также замерами отметки уровня нижнего бьефа.

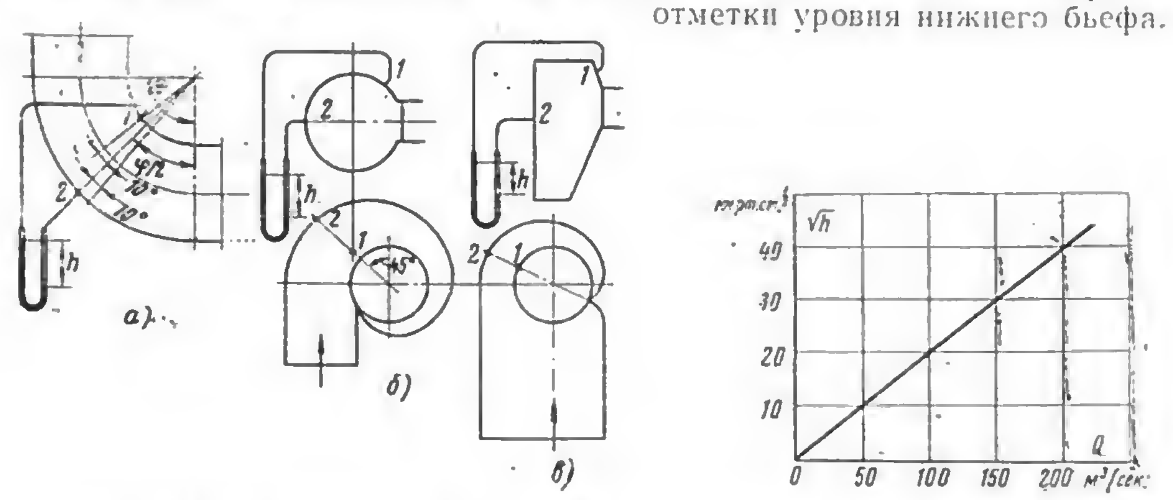


Рис. 11-4. Расположение мерных точек расходомеров.
а — колено трубопровода; *б* — металлическая спираль; *в* — бетонная спираль.

Рис. 11-5. График зависимости перепада давления от расхода воды.

Скорость воды у входа в турбину v_1 и на выходе из нее v_2 определяется делением измеренного расхода воды на площадь соответствующего сечения турбины. Коэффициент неравномерности распределения скоростей потока при этом не учитывается.

Скорость вращения агрегата контролируется при испытании точным стрелочным частотомером. Во время измерения расхода воды в процессе испытания скорость вращения агрегата не должна колебаться более чем на ±1,0%.

Тарировка постоянных расходомеров. Непрерывное измерение расхода воды, протекающей через турбину, дает возможность постоянного

контроля за энергетическими параметрами работающего гидроагрегата. Осуществляется такое измерение с помощью постоянных расходомеров, работа которых основана на разности давлений в двух точках колена напорного трубопровода или спиральной камеры. Мерные присоединения расходомеров располагаются, как показано на рис. 11-4.

Опытами установлено, что разность давлений в двух точках криволинейного потока связана с протекающим расходом воды равенством

$$Q = kh^x,$$

где Q — расход воды, *м³/сек;* h — перепад давления по расходомеру, *мм;* k — постоянный коэффициент; x — показатель степени, колеблющийся около 0,5 (0,47÷0,54).

Для тарировки расходомера одновременно с определением расхода воды при испытаниях необходимо записывать перепад давления в расходомере. По полученным данным затем строится график зависимости перепада давления от расхода протекающей через турбину воды (рис. 11-5). Как видно на рисунке, график представляет собой прямую линию (или почти прямую при x, не равном 0,5), угол наклона которой определяется коэффициентом k.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бабин К. Н. и др. Маслонапорные установки. М., —Энергия», 1967.
2. Барков Н. К. Автоматизация мощных гидротурбин. М., «Машиностроение», 1964.
3. Гамзе З. М., Гольдшер А. Я. Технология производства крупных гидротурбин. М., Машгиз, 1950.
4. Гончаров А. Н. Скоростной монтаж крупных гидроагрегатов. М., Госэнергоиздат, 1952.
5. Домбровский В. В. и др. Проектирование гидрогенераторов. М., «Энергия», 1968.
6. Зунделевич М. И. Технология производства крупных гидрогенераторов. М., Госэнергоиздат, 1961.
7. Использование водной энергии. Под ред. Д. С. Щавелева. М., «Энергия», 1965.
8. Ковалев Н. Н. Гидротурбины. М., Машгиз, 1961.
9. Кривченко Г. И. Насосы и гидротурбины. М., «Энергия», 1970.
10. Кучкин М. Д. Автоматическое управление и контроль режима работы гидроэлектростанций. М., «Энергия», 1967.
11. Полушкин К. П. Монтаж гидроагрегатов. М., «Энергия», 1971.
12. Полушкин Н. П. Автоматическое регулирование гидротурбин. М., «Энергия», 1967.
13. Руководящие указания по пуску, наладке и испытаниям смонтированных гидроагрегатов. М., Оргэнергострой, 1961.
14. Справочник конструктора гидротурбин. Под ред. Н. Н. Ковалева. М., «Машиностроение», 1971
15. Технические условия на монтаж вертикальных гидроагрегатов. М., Оргэнергострой, 1960.
16. Турбинное оборудование гидроэлектростанций. Под ред. Г. А. Морозова. М., Госэнергоиздат, 1958.
17. Фитерман Я. Ф. Монтаж и ремонт гидротурбин. М., Госэнергоиздат, 1961

ПРИЛОЖЕНИЕ

ОБОРУДОВАНИЕ И МЕХАНИЗМЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ, ПОТРЕБНЫЕ ДЛЯ МОНТАЖА ГИДРОАГРЕГАТОВ

Количество механизмов и оборудования общего назначения, необходимых для производства монтажных работ на гидроэлектростанциях, зависит от габаритов гидроагрегатов, общего числа агрегатов на станции и количества одновременно монтируемых агрегатов.

Ниже в таблице приведены ориентировочные данные по оборудованию и механизмам, потребным для монтажа гидроагрегатов с турбинами диаметром рабочего колеса 3,7 *м* и числом их на станции не более 4, при условии, что в монтаже одновременно будет находиться до двух агрегатов.

При другом числе и других габаритах агрегатов следует пользоваться формулой пересчета

$$q_1 = qk_1k_2k_3,$$

где q — количество оборудования и механизмов, приведенное в таблице; q_1 — количество оборудования и механизмов, потребное в изменившихся условиях; k_1 — коэффициент, учитывающий габариты агрегатов; k_2 — коэффициент, учитывающий число агрегатов станции; k_3 — коэффициент, учитывающий количество одновременно монтируемых агрегатов.

При этом

$$k_1 = 1 + 0{,}05D_1;$$

$$k_2 = 1 + \frac{n-4}{30};$$

$$k_3 = 1 + \frac{n_1 - 2}{10};$$

здесь D_1 — диаметр рабочего колеса турбины, *м*; n — число агрегатов станции; n_1 — количество одновременно монтируемых агрегатов.

В таблице не указаны специальные монтажные механизмы и устройства, поставляемые заводами-изготовителями для монтажа агрегатов данных габаритов и конструкции.

Наименование	Единица измерения	Количество	Примечание
Электро- и газосварочное оборудование и аппаратура			
Сварочные преобразователи для дуговой электросварки:			
СУГ-2Р	компл.	1	
ПС-100	"	1	
ПС-500	"	1	
ПСМ-1000	"	2	Не более 4 на станцию
Сварочные агрегаты постоянного тока:			
АСБ-300	"	1	
АСД-3-1	"	1	Не более 2 на станцию
САК-2Г-VI	"	1	То же
ПАС-1000	"	1	
ПАС-400-1	"	1	
Однопостовые сварочные трансформаторы:			
СТ-24	"	2	
СТ-34	"	2	

Наименование	Единица измерения	Количество	Примечание
Сварочные трансформаторы:			
СТН-500	компл.	1	
СТН-700	»	1	
Однокорпусные трансформаторы для автоматической сварки:			
ТДС-500	»	1	Не более 2 на станцию
ТДС-1000-3	»	1	То же
Ацетиленовые генераторы МГ, ГНВ-1,25 или ГВР-3	»	2	
Керосинорез	»	5	

Механизированные инструменты

Наименование	Единица измерения	Количество	Примечание
Пневматические сбалчиватели:			
И-51 (до М30)	шт.	2	
И-96 (до М36)	»	2	
ПСЛМ-42 (до М42)	»	4	
До М56	»	2	
Рубильные молотки:			
РМ-1	»	2	
МР-4	»	2	
МР-5	»	2	
МР-6	»	2	
Р-3	»	2	
Клепальные молотки:			
КЕ-19	»	2	
КЕ-28	»	2	
Пневмомолот ПЛ-1	»	2	
Пневматические сверлильные машинки:			
СМ-22	»	2	
СМ-32	»	2	
СМ-50	»	2	
Р-8	»	2	
РУ-8	»	2	
РС-22	»	2	
РС-32	»	2	
И-34А	»	2	
И-69	»	2	
Пневматические шлифовальные машинки:			
Ш-2	»	2	
ШР-12	»	2	
ШР-6	»	2	
ШР-5	»	2	
И-44	»	2	
Электрошлифовальная машинка И-54А	»	2	
Электроточило С-458	»	2	
Электросверлильные машинки:			
С-437	»	5	
И-38Б	»	5	
И-28А	»	5	

Такелажные механизмы

Наименование	Единица измерения	Количество	Примечание
Блоки однорольные грузоподъемностью 1, 3, 5, 8 и 10 *тс*	*т*	По 2	
Блоки двухрольные грузоподъемностью 3, 5, 8 и 10 *тс*	»	По 2	
Блоки трехрольные грузоподъемностью 1, 3, 5, 8, 10, 15 и 20 *тс*	»	По 2	
Ручные лебедки грузоподъемностью 1,5; 3 и 5 *тс*	»	По 1	
Электрические лебедки грузоподъемностью 0,5; 5 и 8 *тс*	»	По 1	

Наименование	Единица измерения	Количество	Примечание
Стальные канаты (тросы) диаметром:			
8 и 13 *мм*	*м*	По 200	Диаметр каната уточнить по конкретному объекту
19,5 *мм*	"	400	
24 *мм*	"	300	
39 *мм*	"	200	
47,5 и 56 *мм*	"	По 100	
Зажимы для канатов (тросов) диаметром 8; 13; 19,5; 24; 39; 47,5 и 56 *мм*	шт.	По 10	
Тали ручные с червячной передачей грузоподъемностью 0,5; 1, 3 и 5 *тс*	"	По 2	
То же грузоподъемностью 7,5; 10 и 15 *тс*	"	По 1	
Тали электрические передвижные, грузоподъемностью 1, 3 и 5 *тс*	"	По 1	
Кошки ручные грузоподъемностью 3, 5 и 10 *тс*	"	По 1	
Домкраты реечные грузоподъемностью 3, 5 и 10 *тс*	"	По 2	
То же винтовые бутылочные грузоподъемностью 3 и 5 *тс*	"	По 10	
То же грузоподъемностью 10, 15 и 20 *тс*	"	По 4	
Домкраты гидравлические грузоподъемностью 50, 100 и 200 *тс*	"	По 8	
Рым-болты с проушинами М12, М16 и М20	"	По 10	
То же М36, М42, М48 и М56	"	По 6	
Разное оборудование			
Компрессор К-75 с электродвигателем производительностью 1,5 $м^3/мин$	компл.	1	Количество компрессоров определяется по потребности
То же ВКС-1 или КСЭ-6М производительностью 5—6 $м^3/мин$	"	1	
То же ОПТУ-45-54-53 с бензиновым двигателем производительностью 6 $м^3/мин$	"	1	
Ручной насос типа „Ливер"	шт.	2	
Гидропресс ГН-60 давлением 60 $кгс/см^2$	"	2	
То же давлением до 200 $кгс/см^2$	"	1	
Трансформаторы понижающие:			
И-140, 380×220 *в*	"	1	
И-80А, 220×36 *в*	"	5	
ОСО-0,25, 220×12 *в*	"	10	
Маслонасос с приводом производительностью 1 200 *л/ч*	компл.	2	
Фильтрпресс производительностью 1 500 *л/ч*	"	1	
Центрифуга	"	1	
Наждачное точило	"	2	
Горн кузнечный переносный	"	1	

ОГЛАВЛЕНИЕ